

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-263121

(43)Date of publication of application : 07.10.1997

(51)Int.Cl.

B60H 1/03

B60H 1/32

(21)Application number : 08-076551

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 29.03.1996

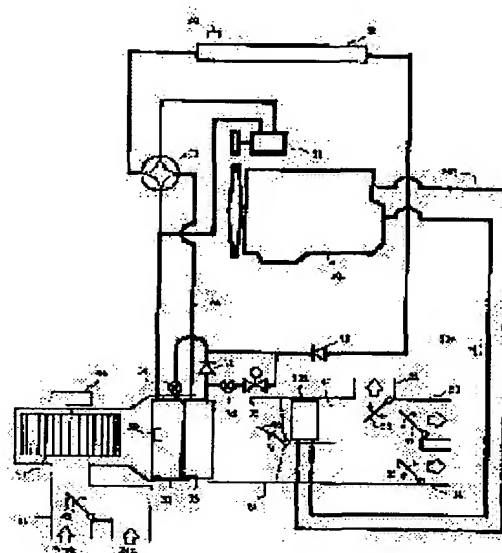
(72)Inventor : MATSUOKA TAKAYOSHI

### (54) AIR-CONDITIONING DEVICE FOR VEHICLE

#### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To perform stable air-conditioning even when a cooling load is low and an engine cooling water temperature is low by a method wherein a car room heat-exchange part comprises first and second car room heat-exchangers and the operation state of the second car room heat-exchanger is switched according to an operation state.

**SOLUTION:** A four-way valve 73 serving as a switching means is located in a refrigerant flow passage containing a compressor 31. The refrigerant delivery side of a compressor 31 and the suction sides of a heat-exchanger 38 outside a car room and a car room heat-exchanger 33, and the heat-exchanger 38 outside a car room and a compressor 31 communicate therewith, and during cooling setting, the delivery side of the compressor 31 and the suction sides of the heat-exchanger 38 outside a car room, and the second car room heat-exchanger 33 and the compressor 31 communicate. The first and second car room heat-exchangers 35 and 33 are arranged in a duct 39 in such a manner to transmit heat. One end of the first car heat-exchanger 35 is connected to the refrigerant suction side of the compressor 31, the other end to an expansion valve 34, and during operation of a compressor 31, blast air is always cooled as heat absorber.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

31.10.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3267147

[Date of registration]

11.01.2002

[Number of appeal against examiner's decision]



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-263121

(43) 公開日 平成9年(1997)10月7日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 H 1/03

1/32

識別記号

6 2 4

庁内整理番号

F I

B 6 0 H 1/03

1/32

Z

6 2 4 H

6 2 4 D

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数41 O L (全 38 頁)

(21) 出願番号 特願平8-76551

(22) 出願日 平成8年(1996)3月29日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 松岡 孝佳

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

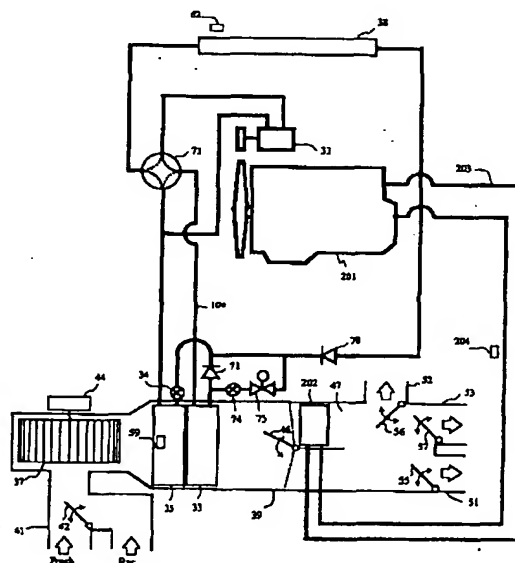
(74) 代理人 弁理士 永井 冬紀

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【要約】

【課題】 冷房負荷が小さい場合やエンジン冷却水温度が低い場合でも安定した空調を行なう。

【解決手段】 コンプレッサ、車室外熱交換器、膨張手段、車室内熱交換部、バイパス路、冷媒流路切換手段および冷房能力切換手段を備え、車室内熱交換部が第1の車室内熱交換器と第2の車室内熱交換器とを有し、第2の車室内熱交換器は車室外熱交換器と並列に設けられたバイパス路の途中で第1の車室内熱交換器と熱伝導可能に設置される。そして、冷媒流路切換手段と冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態と、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態とを選択的に切り換える。



運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の車室内熱交換器	放熱器	放熱器	放熱器
第2の車室内熱交換器	放熱器	流さない	放熱器
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	開	閉	任意

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 コンプレッサと、

冷媒と外気との間で熱交換を行なう車室外熱交換器と、  
冷媒を断熱膨張させる膨張手段と、

第 1 の車室内熱交換器と第 2 の車室内熱交換器とを有し、前記第 1 の車室内熱交換器の一端は前記コンプレッサの冷媒吸入側に接続され他端は前記膨張手段に接続されており、前記コンプレッサの運転中は常に吸熱器として作用する車室内熱交換部と、

前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通し、且つ前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第 2 の車室内熱交換器とが連通する状態と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第 2 の車室内熱交換器とが連通する状態とを選択的に設定可能な冷媒流路切換手段と、前記冷媒流路切換手段によって前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通し、且つ前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第 2 の車室内熱交換器とが連通する状態が設定されている時に、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態とを選択的に設定可能な冷房能力切換手段と、

前記冷媒流路切換手段から分岐し、前記第 2 の車室内熱交換器と前記冷房能力切換手段とを介して前記膨張手段と前記車室外熱交換器との間に接続するバイパス路とを備えた車両用空調装置であって、

前記第 1 の車室内熱交換器と前記第 2 の車室内熱交換器とを熱伝導可能に設置し、

前記冷媒流路切換手段と前記冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態と、前記第 2 の車室内熱交換器が放熱器となる状態とを選択的に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2】 コンプレッサと、

冷媒と外気との間で熱交換を行なう車室外熱交換器と、  
冷媒を断熱膨張させる膨張手段と、

第 1 の車室内熱交換器と第 2 の車室内熱交換器とを有し、前記第 1 の車室内熱交換器の一端は前記コンプレッサの冷媒吸入側に接続され他端は前記膨張手段に接続されており、前記コンプレッサの運転中は常に吸熱器として作用する車室内熱交換部と、

前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通する状態と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第 2 の車室内熱交換器とが連通する状態とを選択的に設定可能な冷媒流路切換手段と、

前記冷媒流路切換手段によって前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通する状態が設定されている時に、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない

状態とを選択的に設定可能な冷房能力切換手段と、

前記冷媒流路切換手段から分岐し、前記第 2 の車室内熱交換器と前記車室外熱交換器との間に接続するバイパス路とを備えた車両用空調装置であって、

前記第 1 の車室内熱交換器と前記第 2 の車室内熱交換器とを熱伝導可能に設置し、

前記冷媒流路切換手段と前記冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態と、前記第 2 の車室内熱交換器が放熱器となる状態とを選択的に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 3】 請求項 1 または請求項 2 に記載の車両用空調装置において、

前記第 1 の車室内熱交換器と前記第 2 の車室内熱交換器とを空気流れに対して前後に設置することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 4】 請求項 1 または請求項 2 に記載の車両用空調装置において、

前記第 1 の車室内熱交換器と前記第 2 の車室内熱交換器とを空気流れに対して上下あるいは左右に配置し、バイレベル吹出時に前記第 1 の車室内熱交換器の出口空気がベント吹出となり、前記第 2 の車室内熱交換器の出口空気がフット吹出となることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 5】 請求項 1 ～ 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、

前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に車両が加速状態であることを検出した場合には、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 6】 請求項 1 ～ 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、

前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に水温が設定水温を越えた場合には、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 7】 請求項 1 ～ 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、

前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に前記コンプレッサの吐出冷媒圧力が設定圧力を越えた場合には、前記第 2 の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 8】 請求項 1 ～ 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、

前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の車室内熱交換器が

吸熱器となる状態で運転している時に前記コンプレッサの吐出冷媒温度が設定温度を越えた場合には、前記第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項9】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記冷房能力切換手段は、前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に外気温が設定外気温よりも低い場合には、前記第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項10】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記冷房能力切換手段は、前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に目標吹出温度と前記車室内熱交換部の冷却状態の温度差が設定温度差よりも大きい場合には、前記第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項11】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態で運転している時に、前記第1の車室内熱交換器の冷却状態が設定状態よりも低下した場合、あるいは、前記コンプレッサが設定時間連続して運転した場合には、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えた後、ふたたび前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻す除霜モードを備えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項12】 請求項11に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モードでは、前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態から、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えた後、設定時間が経過した場合に、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態から、前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻すことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項13】 請求項11に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モードでは、前記第1の車室内熱交換器の作動温度と作動圧力と吹出空気温度の少なくとも一つが所定の状態に達した場合に、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態から、前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻すことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項14】 請求項11に記載の車両用空調装置において、

前記除霜モード時に、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えられている間は前記コンプレッサを停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項15】 請求項11に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モード時に、強制的に外気導入量が増加する方向にインテークドアを開閉することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項16】 請求項11に記載の車両用空調装置において、  
前記第2の車室内熱交換器の出口空気温度を予測する手段を備え、  
前記除霜モード時に、前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態で予測された出口空気温度と、前記第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または前記第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で予測された出口空気温度との温度差に応じてエアミックスドアを開閉することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項17】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態が選択された時に、外気温が設定外気温よりも高い場合には前記コンプレッサの運転を停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項18】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態が選択された時に、水温と目標吹出温度の温度差が設定温度差よりも高く、かつ、エアミックスドア開度が設定開度よりも小さくなった場合には前記コンプレッサの運転を停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項19】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第2の車室内熱交換器が放熱器である状態で運転を行なう場合に、目標吹出温度と水温との温度差に応じて外気導入量を制御することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項20】 請求項1～4のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第2の車室内熱交換器とが連通した状態で前記コンプレッサの運転停止が検出された場合には、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第2の車室内熱交換器とが連通する状態に切り換え、逆に、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第2の車室内熱交換器とが連通した状態で前記コンプレッサの運転停止が検出された場合には、前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第2の車室内熱交換器とが連通する状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項21】 コンプレッサと、

冷媒と外気との間で熱交換を行なう車室外熱交換器と、冷媒を断熱膨張させる膨張手段と、第 1 の冷媒バスと第 2 の冷媒バスとを有し、前記第 1 の冷媒バスの一端は前記コンプレッサの冷媒吸入側に接続され他端は前記膨張手段に接続されており、前記コンプレッサが運転中は常に吸熱部として作用する車室内熱交換器と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通し、且つ前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第 2 の冷媒バスとが連通する状態と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第 2 の冷媒バスとが連通する状態とを選択的に設定可能な冷媒流路切換手段と、前記冷媒流路切換手段によって前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通し、且つ前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第 2 の冷媒バスとが連通する状態が設定されている時に、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態と、前記第 2 の冷媒バスに冷媒が流れない状態とを選択的に設定可能な冷房能力切換手段と、前記冷媒流路切換手段から分岐し、前記第 2 の冷媒バスと前記冷房能力切換手段とを介して前記膨張手段と前記車室外熱交換器との間に接続されるバイパス路とを備えた車両用空調装置であって、前記第 1 の冷媒バスと前記第 2 の冷媒バスとを熱伝導可能に設置し、前記冷媒流路切換手段と前記冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態と、前記第 2 の冷媒バスに冷媒が流れない状態と、前記第 2 の冷媒バスが放熱部となる状態とを選択的に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 2】 コンプレッサと、冷媒と外気との間で熱交換を行なう車室外熱交換器と、冷媒を断熱膨張させる膨張手段と、第 1 の冷媒バスと第 2 の冷媒バスとを有し、前記第 1 の冷媒バスの一端は前記コンプレッサの冷媒吸入側に接続され他端は前記膨張手段に接続されており、前記コンプレッサの運転中は常に吸熱部として作用する車室内熱交換器と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通する状態と、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第 2 の冷媒バスとが連通する状態とを選択的に設定可能な冷媒流路切換手段と、前記冷媒流路切換手段によって前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記車室外熱交換器とが連通する状態に設定されている時に、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態と、前記第 2 の冷媒バスに冷媒が流れない状態とを選択的に設定可能な冷房能力切換手段と、前記冷媒流路切換手段から分岐し、前記第 2 の冷媒バスと前記車室外熱交換器との間に接続するバイパス路とを備えた車両用空調装置であって、

前記第 1 の冷媒バスと前記第 2 の冷媒バスとを熱伝導可能に設置し、

前記冷媒流路切換手段と前記冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態と、前記第 2 の冷媒バスに冷媒が流れない状態と、前記第 2 の冷媒バスが放熱部となる状態とを選択的に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 3】 請求項 2 1 または請求項 2 2 に記載の車両用空調装置において、前記第 1 の冷媒バスと前記第 2 の冷媒バスとを空気流れに対して前後に設置することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 4】 請求項 2 1 または請求項 2 2 に記載の車両用空調装置において、前記第 1 の冷媒バスと前記第 2 の冷媒バスとを空気流れに対して上下あるいは左右に配置し、バイレベル吹出時に前記第 1 の冷媒バスの出口空気がベント吹出となり、前記第 2 の冷媒バスの出口空気がフット吹出となることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 5】 請求項 2 1 ～ 2 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に車両が加速状態であることを検出した場合には、前記第 2 の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 6】 請求項 2 1 ～ 2 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に水温が設定水温を越えた場合には、前記第 2 の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 7】 請求項 2 1 ～ 2 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に前記コンプレッサの吐出冷媒圧力が設定圧力を越えた場合には、前記第 2 の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 8】 請求項 2 1 ～ 2 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に前記コンプレッサの吐出冷媒温度が設定温度を越えた場合には、前記第 2 の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2 9】 請求項 2 1 ～ 2 4 のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、前記冷房能力切換手段は、前記第 2 の冷媒バスが吸熱部

となる状態で運転している時に外気温が設定外気温よりも低い場合には、前記第２の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３０】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記冷房能力切換手段は、前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に目標吹出温度と前記車室内熱交換器の冷却状態の温度差が設定温度差よりも大きい場合には、前記第２の冷媒バスに冷媒を流さない状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３１】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態で運転している時に、前記第１の冷媒バスの冷却状態が設定状態よりも低下した場合に、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態に切り換えた後、ふたたび前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態に戻す除霜モードを備えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３２】 請求項３１に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モードでは、前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態から、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態に切り換えた後、設定時間が経過した場合に、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態から、前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態に戻すことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３３】 請求項３１に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モードでは、前記第１の冷媒バスの作動温度と作動圧力と吹出空気温度の少なくとも一つが所定の状態に達した場合に、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態から、前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態に戻すことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３４】 請求項３１に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モード時に、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態に切り換えられている間は前記コンプレッサを停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３５】 請求項３１に記載の車両用空調装置において、  
前記除霜モード時に、強制的に外気導入量が増加する方向にインテークドアを開閉することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３６】 請求項３１に記載の車両用空調装置において、  
前記第２の冷媒バスの出口空気温度を予測する手段を備

え、

前記除霜モード時に、前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態で予測された出口空気温度と、前記第２の冷媒バスに冷媒が流れない状態または前記第２の冷媒バスが吸熱部となる状態で予測された出口空気温度の温度差に応じてエアミックスドアを開閉することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３７】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態が選択された時に、外気温が設定外気温よりも高い場合には前記コンプレッサの運転を停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３８】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第２の冷媒バスが放熱部となる状態が選択された時に、水温と目標吹出温度との温度差が設定温度差よりも高く、且つ、エアミックスドア開度が設定開度よりも小さくなった場合には前記コンプレッサの運転を停止することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項３９】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記第２の冷媒バスが放熱部である状態で運転を行なう場合に、目標吹出温度と水温との温度差に応じて外気導入量を制御することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項４０】 請求項２１～２４のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第２の冷媒バスとが連通した状態で前記コンプレッサの運転停止が検出された場合には、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第２の冷媒バスとが連通する状態に切り換え、逆に、前記コンプレッサの冷媒吐出側と前記第２の冷媒バスとが連通した状態で前記コンプレッサの運転停止が検出された場合には、前記コンプレッサの冷媒吸入側と前記第２の冷媒バスとが連通する状態に切り換えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項４１】 請求項１～４０のいずれかの項に記載の車両用空調装置において、  
前記冷媒流路切換手段を四方弁としたことを特徴とする車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、コンプレッサにより冷媒を車室外熱交換器と車室内熱交換器に循環させる蒸気圧縮サイクルを備えた車両用空調装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】従来の車両用空調装置としては、図２２や図２３に示す車両用空調装置がよく知られている。図２２に示す車両用空調装置は、エアコンサイクルとエンジン冷却水の熱を利用したヒータコア２０２を備えてい



る。エアコンサイクルはコンプレッサ 31、車室外熱交換器 38、膨張弁 34、車室内熱交換器 35 から構成され、コンプレッサ 31 を運転すると車室内熱交換器 35 で空気を冷却することができる。外気温 0℃ 以上ではコンプレッサを運転し、車室内熱交換器 35 で空気を冷却（除湿）した後、目標吹出温度までヒータコア 202 でリヒートして車室内に吹き出す。一方、外気温 0℃ 以下ではコンプレッサ 31 は運転せず、ヒータコア 202 だけで目標吹出温度まで空気を加熱して車室内に吹き出す。

【0003】エンジン冷却水の熱量が不足してヒータ放熱量が足りない場合に、エアコンサイクルによる暖房運転を行なう車両用空調装置としては、例えば図 23 に示す空調装置がよく知られている（例えば、実開昭 61-101020 号公報参照）。エアコンサイクルは、コンプレッサ 31、四方弁 73、車室外熱交換器 38、放熱用車室内熱交換器 33、膨張弁 34、吸熱用車室内熱交換器 35 から構成され、冷房時はコンプレッサ 31→車室外熱交換器 38→放熱用車室内熱交換器 33→膨張弁 34→吸熱用車室内熱交換器 35→コンプレッサ 31 の順に冷媒が流れ、暖房時はコンプレッサ 31→放熱用車室内熱交換器 33→膨張弁 34→吸熱用車室内熱交換器 35→コンプレッサ 31 の順に冷媒が流れるように四方弁 73 が切り換えられる。暖房時は車室外熱交換器 38 に冷媒を流さないで、外気温の影響を受けることなくコンプレッサを運転することができ、車室内に吹き出される空気は常に吸熱用車室内熱交換器 35 で冷却された後、放熱用車室内熱交換器 33 でリヒートされるので、ガラスの防曇を維持しながら不足するヒータ放熱量を補うことができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】図 22 に示す従来の車両用空調装置では、吸熱用車室内熱交換器 35 は高冷房負荷のクールダウン時に目標の冷房能力が得られるように性能が設計されているために、安定時や外気温が低下した場合には吸熱用車室内熱交換器 35 で必要以上に空気が冷却されていた。そして、サイクル安定後の車両走行時や比較的外気温が低い場合には、吸熱用車室内熱交換器 35 の凍結を防止するために吸熱用車室内熱交換器 35 の冷却状態を検出しながらコンプレッサ 31 を断続運転していた。ところが、こうしたコンプレッサ 31 の断続運転は、エンジン 201 に対しては多大な負荷（トルク）変動を及ぼし、コンプレッサに対しては液圧縮や焼き付きの原因となっていた。また、コンプレッサの断続運転をなくすためにコンプレッサの可変容量化も行なわれているが、コストアップの問題があった。

【0005】一方、今後エンジンが高効率化され燃費が向上するにしたがって、車室内暖房に使用できるエンジン冷却水の熱量が減少することが予想される。こうした場合に、図 23 に示すエアコンサイクルを適用しようと

すると、ヒータコア 202 の上流側に放熱用車室内熱交換器 33 を設けなければならない。ところが、車両におけるレイアウトを考えると、ヒータコア 202 や放熱用車室内熱交換器 33 は通常よりも薄幅の熱交換器を使用せざるを得ず、狭いスペースに熱交換器を二重に設置することでかなりの風量低下が生じてしまう。熱交換器の薄幅化や風量低下は、ヒータコア放熱量の減少やコンプレッサ吐出圧力の上昇を招き、エアコンサイクルの作動が不安定になったり、エンジンに過大なコンプレッサ駆動負荷がかかるために、図 23 に示すエアコンサイクルを用いても十分な暖房性能の向上が図れなかった。

【0006】本発明は、サイクル安定後の車両走行時や比較的外気温が低い時のように冷房負荷が高くない場合には、吸熱用車室内熱交換器の吸熱量を減少させてエアコンサイクルを効率的に運転し、エンジン冷却水の熱量が不足して暖房不足になる場合には、風量低下やヒータコア放熱量の減少やコンプレッサ吐出圧力の上昇を招くことなく、安定したエアコンサイクルの作動で十分な暖房性能の向上が得られる車両用空調装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】

（1）請求項 1 の発明は、コンプレッサ、車室外熱交換器、膨張手段、車室内熱交換部、バイパス路、冷媒流路切換手段および冷房能力切換手段を備え、車室内熱交換部が第 1 の車室内熱交換器と第 2 の車室内熱交換器とを有し、第 2 の車室内熱交換器は車室外熱交換器と並列に設けられたバイパス路の途中で第 1 の車室内熱交換器と熱伝導可能に設置される。そして、冷媒流路切換手段と冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態と、第 2 の車室内熱交換器が放熱器となる状態とを選択的に切り換える。

（2）請求項 2 の発明は、コンプレッサ、車室外熱交換器、膨張手段、車室内熱交換部、バイパス路、冷媒流路切換手段および冷房能力切換手段を備え、車室内熱交換部が第 1 の車室内熱交換器と第 2 の車室内熱交換器とを有し、第 2 の車室内熱交換器が車室外熱交換器と膨張手段との間で第 1 の車室内熱交換器と熱伝導可能に設置される。そして、冷媒流路切換手段と冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、第 2 の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、第 2 の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態と、第 2 の車室内熱交換器が放熱器となる状態とを選択的に切り換える。

（3）請求項 3 の発明は、請求項 1 または請求項 2 の発明において、第 1 の車室内熱交換器と第 2 の車室内熱交換器とが空気流れに対して前後に設置され、第 1 の車室内熱交換器は常に吸熱器として作用し、第 2 の車室内



熱交換器は、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、吸熱器となる状態と冷媒が流れない状態と放熱器となる状態とに切り換えられる。

(4) 請求項4の発明は、請求項1または請求項2の発明において、第1の車室内熱交換器と第2の車室内熱交換器とが空気流れに対して上下あるいは左右に配置され、バイレベル吹出時に、第1の車室内熱交換器の出口空気がベント吹出、第2の車室内熱交換器の出口空気がフット吹出となるように配置され、第1の車室内熱交換器は常に吸熱器として作用し、第2の車室内熱交換器は、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、吸熱器となる状態と冷媒が流れない状態と放熱器となる状態とに切り換えられるので、バイレベル時に第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態にすることでベント吹出とフット吹出の温度差を容易につけることができる。

(5) 請求項5の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に車両が加速状態であることを検出した場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(6) 請求項6の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に水温が設定水温を越えた場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(7) 請求項7の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時にコンプレッサの吐出冷媒圧力が設定圧力を越えた場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(8) 請求項8の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時にコンプレッサの吐出冷媒温度が設定温度を越えた場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器の放熱量が減少する。

(9) 請求項9の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に外気温が設定外気温よりも低い場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなる

るので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(10) 請求項10の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で運転している時に目標吹出温度と車室内熱交換部の冷却状態の温度差が設定温度差よりも大きい場合には、第2の車室内熱交換器に冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の車室内熱交換器からの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器の放熱量が減少する。

(11) 請求項11の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態で運転している時に、第1の車室内熱交換器の冷却状態が設定状態よりも低下した場合、あるいは、コンプレッサが設定時間連続して運転した場合に、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えた後、再び第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻す除霜モードを備える。

(12) 請求項12の発明は、請求項11の発明において、除霜モードでは、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態から、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えてから設定時間が経過した場合に、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態から、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻す。第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態から、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えている間に、第2の車室内熱交換器内にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器に流入する。

(13) 請求項13の発明は、請求項11の発明において、除霜モードでは、第1の車室内熱交換器の作動温度と作動圧力と吹出空気温度の少なくとも一つが所定の状態に達した場合に、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態から、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態に戻す。第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態から、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えている間に、第2の車室内熱交換器内にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器に流入する。

(14) 請求項14の発明は、請求項11の発明において、除霜モード時に、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態に切り換えられている間はコンプレッサを停止する。コンプレッサを停止することで、第1の車室内熱交換器の作動圧力が上昇するとともに第2の車室内熱交換器にあって温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器に流入するので、短時間で第1の車室内熱交換器の除霜を行

なえる。また、除湿モード時のコンプレッサの液圧縮や焼付きなどの問題がなくなる。

(15) 請求項15の発明は、請求項11の発明において、徐霜モード時に、強制的に外気導入量が増加する方向にインテークドアを開閉する。外気導入量を増やすことで、車室内吹出空気の湿度が低下するので、コンプレッサ停止中のガラスの防曇維持がより確実に行なえる。

(16) 請求項16の発明は、請求項11の発明において、第2の車室内熱交換器の出口空気温度を予測する手段を備え、除霜モード時に、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態で予測された出口空気温度と、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態または第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態で予測された出口空気温度との温度差に応じてエアミックスドアを開閉する。除湿モードでコンプレッサを停止した時のヒータコア入口空気温度の低下に素早く対応してエアミックスドアを開閉制御することができる。

(17) 請求項17の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態が選択された時に、外気温が設定外気温よりも高い場合にはコンプレッサの運転を停止する。外気温が比較的高く、温水ヒータのウォームアップ性が悪くない場合には、コンプレッサの運転が停止され、無駄なコンプレッサ運転がなくなる。

(18) 請求項18の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態が選択された時に、水温と目標吹出温度の温度差が設定温度差よりも高く、かつ、エアミックスドア開度が設定開度よりも小さくなった場合にはコンプレッサの運転を停止する。第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態で暖房運転している時に、水温だけでなくエアミックスドア開度を考慮してコンプレッサの運転停止を判断することで、コンプレッサ運転を行なう場合と行なわない場合の吹出温度変化に対応した温調を行なうことができる。

(19) 請求項19の発明は、請求項1～4の発明において、第2の車室内熱交換器が放熱器である状態で運転を行なう場合に、目標吹出温度と水温の温度差に応じて外気導入量を制御する。第2の車室内熱交換器が放熱器である状態で運転を行なう時に、車両の空調負荷（暖房負荷）とエアコンサイクルの暖房能力とヒータコア放熱量を考慮しながら、外気導入量を最大にすることができる。

(20) 請求項20の発明は、請求項1～4の発明において、コンプレッサの冷媒吸入側と第2の車室内熱交換器とが連通した状態でコンプレッサの運転停止が検出された場合、コンプレッサの冷媒吐出側と第2の車室内熱交換器とが連通する状態に切り換え、逆に、コンプレッサの冷媒吐出側と第2の車室内熱交換器とが連通した状態でコンプレッサの運転停止が検出された場合、コン

プレッサの冷媒吸入側と第2の車室内熱交換器とが連通する状態に切り換える。コンプレッサの運転停止時に冷媒流路を切り換えることで、コンプレッサの冷媒吸入側と冷媒吐出側の圧力差を短時間でなくすることができる。

(21) 請求項21の発明は、コンプレッサ、車室外熱交換器、膨張手段、車室内熱交換器、バイパス路、冷媒流路切換手段および冷房能力切換手段とを備え、車室内熱交換器が第1の冷媒バスと第2の冷媒バスとを有し、第2の冷媒バスが車室外熱交換器と並列に設けられたバイパス路の途中で第1の冷媒バスと熱伝導可能に設置される。そして、冷媒流路切換手段と冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、第2の冷媒バスが吸熱部となる状態と、第2の冷媒バスに冷媒が流れない状態と、第2の冷媒バスが放熱部となる状態とを選択的に切り換える。

(22) 請求項22の発明は、コンプレッサ、車室外熱交換器、膨張手段、車室内熱交換器、バイパス路、冷媒流路切換手段および冷房能力切換手段を備え、車室内熱交換器が第1の冷媒バスと第2の冷媒バスとを有し、第2の冷媒バスが車室外熱交換器と膨張手段の間で第1の冷媒バスと熱伝導可能に設置される。そして、冷媒流路切換手段と冷房能力切換手段とによって、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、第2の冷媒バスが吸熱部となる状態と、第2の冷媒バスに冷媒が流れない状態と、第2の冷媒バスが放熱部となる状態とを選択的に切り換える。

(23) 請求項23の発明は、請求項21または請求項22の発明において、第1の冷媒バスと第2冷媒バスが空気流れに対して前後に設置され、第1の冷媒バスは常に吸熱部として作用し、第2の冷媒バスは、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、吸熱部となる状態と冷媒が流れない状態と放熱部となる状態とに切り換えられる。

(24) 請求項24の発明は、請求項21または請求項22の発明において、第1の冷媒バスと第2の冷媒バスが空気流れに対して上下あるいは左右に配置され、バイレベル吹出時に、第1の冷媒バスの出口空気がベント吹出、第2の冷媒バスの出口空気がフット吹出となるように配置され、第1の冷媒バスは常に吸熱部として作用し、第2の冷媒バスは、車両の走行状態や車室内の空調負荷やエアコンサイクルの運転状態に応じて、吸熱部となる状態と冷媒が流れない状態と放熱部となる状態とに切り換えられるので、バイレベル時に第2の冷媒バスが放熱部となる状態にすることでベント吹出とF O O T吹出の温度差を容易につけることができる。

(25) 請求項25の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒バスが吸熱部となる状態で運転している時に車両が加速状態であることを検出した場合

には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(26) 請求項26の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で運転している時に水温が設定水温を越えた場合には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(27) 請求項27の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で運転している時にコンプレッサの吐出冷媒圧力が設定圧力を越えた場合には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器の放熱量が減少する。

(28) 請求項28の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で運転している時にコンプレッサの吐出冷媒温度が設定温度を越えた場合には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器の放熱量が減少する。

(29) 請求項29の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で運転している時に外気温が設定外気温よりも低い場合には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器放熱量が減少する。

(30) 請求項30の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で運転している時に目標吹出温度と車室内熱交換器の冷却状態の温度差が設定温度差よりも大きい場合には、第2の冷媒パスに冷媒を流さない状態に切り換える。そして、第2の冷媒パスからの吸熱量がなくなるので、コンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器の放熱量が減少する。

(31) 請求項31の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが放熱部となる状態で運転している時に、第1の冷媒パスの冷却状態が設定状態よりも低下した場合に、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えた後、再び第2の冷媒パスが放熱部となる状態に戻す除霜モードを備える。第2の冷媒パスが放熱部となる状態から、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えると、第2の冷媒パス内にあった温度の高い冷媒が第1の冷媒パスに流入する。

(32) 請求項32の発明は、請求項31の発明にお

いて、除霜モードでは、第2の冷媒パスが放熱部となる状態から、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えてから設定時間が経過した場合に、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態から、第2の冷媒パスが放熱部となる状態に戻す。第2の冷媒パスが放熱部となる状態から、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えている間に、第2の冷媒パス内にあった温度の高い冷媒が第1の冷媒パスに流入する。

(33) 請求項33の発明は、請求項31の発明において、除霜モードでは、第1の冷媒パスの作動温度と作動圧力と吹出空気温度の少なくとも一つが所定の状態に達した場合に、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態から、第2の冷媒パスが放熱部となる状態に戻す。第2の冷媒パスが放熱部となる状態から、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えている間に、第2の冷媒パス内にあった温度の高い冷媒が第1の冷媒パスに流入する。

(34) 請求項34の発明は、請求項31の発明において、除霜モード時に、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態に切り換えられている間はコンプレッサを停止する。コンプレッサを停止することで、第1の冷媒パスの作動圧力が上昇するとともに、第2の冷媒パスにあった温度の高い冷媒が第1の冷媒パスに流入するので、短時間で第1の冷媒パスの除霜を行なえる。また、除湿モード時のコンプレッサの液圧縮や焼付きなどの問題がなくなる。

(35) 請求項35の発明は、請求項31の発明において、除霜モード時に、強制的に外気導入量が増加する方向にインテークドアを開閉する。外気導入量を増やすことで、車室内吹出空気の湿度が低下するので、コンプレッサ停止中のガラスの防曇維持がより確実に行なえる。

(36) 請求項36の発明は、請求項31の発明において、第2の冷媒パスの出口空気温度を予測する手段を備え、除霜モード時に、第2の冷媒パスが放熱部となる状態で予測された出口空気温度と、第2の冷媒パスに冷媒が流れない状態または第2の冷媒パスが吸熱部となる状態で予測された出口空気温度との温度差に応じてエアミックスドアを開閉する。除湿モードにおいて、コンプレッサを停止した時のヒータコア入口空気温度の低下に素早く対応してエアミックスドアを開閉制御することができる。

(37) 請求項37の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが放熱部となる状態が選択された時に、外気温が設定外気温よりも高い場合にはコンプレッサの運転を停止する。外気温が比較的高く、ヒータのウォームアップ性が悪くない場合には、コンプレ

ッサの運転が停止され、無駄なコンプレッサ運転がなくなる。

(38) 請求項38の発明は、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが放熱部となる状態が選択された時に、水温と目標吹出温度の温度差が設定温度差よりも高く、かつ、エアミックスドア開度が設定開度よりも小さくなった場合にはコンプレッサの運転を停止する。第2の冷媒パスが放熱部となる状態で暖房運転している時に、水温だけでなくエアミックスドア開度を考慮してコンプレッサの運転停止を判断することで、コンプレッサ運転を行なう場合と行なわない場合の吹出温度変化に対応した温調を行なうことができる。

(39) 請求項39の発明では、請求項21～24の発明において、第2の冷媒パスが放熱部である状態で運転を行なう場合に、目標吹出温度と水温の温度差に応じて外気導入量を制御する。第2の冷媒パスが放熱部である状態で運転を行なう時に、車両の空調負荷(暖房負荷)とエアコンサイクルの暖房能力とヒータコア放熱量を考慮しながら、外気導入量を最大にすることができる。

(40) 請求項40の発明は、請求項21～24の発明において、コンプレッサの冷媒吸入側と第2の冷媒パスとが連通した状態でコンプレッサの運転停止が検出された場合には、コンプレッサの冷媒吐出側と第2の冷媒パスとが連通する状態に切り換え、逆に、コンプレッサの冷媒吐出側と第2の冷媒パスとが連通した状態でコンプレッサの運転停止が検出された場合には、コンプレッサの冷媒吸入側と第2の冷媒パスとが連通する状態に切り換える。コンプレッサの運転停止時に冷媒流路を切り換えることで、コンプレッサの冷媒吸入側と冷媒吐出側の圧力差を短時間でなくすることができる。

(41) 請求項41の発明は、請求項1～40の発明において、冷媒流路切換手段として四方弁を使用する。これによって、冷媒流路切換手段を1つのバルブで構成でき、冷媒流路の切換もスムーズに行なえる。

【0008】

【発明の効果】本発明によれば、第1の車室内熱交換器と第2の車室内熱交換器を熱伝導可能に設置し、第2の車室内熱交換器が吸熱器となる状態と、第2の車室内熱交換器が放熱器となる状態と、第2の車室内熱交換器に冷媒が流れない状態とを切り換えてエアコンサイクルの運転を行なうので、通気抵抗増加(風量低下)による冷房能力や暖房能力の低下を招くことなく、車両の走行状態や空調負荷やエアコンサイクルの負荷に応じて、能力の高い冷房運転と能力の低い冷房運転と除湿暖房運転とを選択的に切り換えることができる。第1の車室内熱交換器と第2の車室内熱交換器が熱伝導可能に配置されるので、吸気温度が低い暖房ウォームアップの初期段階にコンプレッサの運転を開始しても、確実にコンプレッサの吸入冷媒をガス化することができ、液戻りや焼き付き

などのコンプレッサの不具合が起き難くなる。また、暖房安定時には、熱伝導の熱によって第1の車室内熱交換器の凍結が遅くなり、より長時間暖房運転を持続することができる。冷房運転時においては、Aモードで冷房運転している時にAモードからBモードに切り換えることで車室外熱交換器の放熱量とコンプレッサ駆動負荷が減少するので、車両が加速状態になった場合や水温が高くなった場合やコンプレッサ吐出冷媒の圧力や温度が高くなった場合には、コンプレッサを停止しなくてもコンプレッサ駆動負荷や水温やコンプレッサ吐出冷媒の温度や圧力を所定の状態以下に維持することができる。また、日射は多いが外気温は低い場合や冷房能力に余裕がある場合や冷房安定時には、エアコンサイクルの効率が良くなるとともに第1の車室内熱交換器の凍結の可能性が低下するので、コンプレッサの断続運転の頻度が減少する。この結果、コンプレッサ停止に伴う車室内快適性の急激な悪化が解消され、コンプレッサの断続運転による余分なエンジン負荷の増加がなくなってエンジンの燃費が良くなるといった効果も得られる。暖房運転時においては、エンジン冷却水の水温が低くヒータ放熱量が不足して暖房不足になる場合に、Cモードで外気導入量を減らしながら除湿暖房運転を行なうので、ガラスの防曇性を維持しながら不足するヒータ能力を補うことができる。また、エアコンサイクルで暖房運転を行なうと、ヒータコア入口空気温度が高くなると同時に水温も高くなるので、エンジンがより効率的な水温で運転できるようになって、燃費や排気の悪化を防止できるといった効果も得られる。

【0009】

【発明の実施の形態】

—第1の発明の実施の形態—

図1は第1の実施形態の構成を示す。図において、コンプレッサ31はエンジンルームに設けられ、コンプレッサクラッチがONならばエンジン201で駆動され、OFFならばエンジンと切り離されて停止する。冷媒流路切換手段としての四方弁73には、コンプレッサ31の冷媒吐出側と車室外熱交換器38と第2の車室内熱交換器33とコンプレッサ31の冷媒吸入側が接続される。暖房設定時には実線示のような流路切り換え状態となり、コンプレッサ31の吐出側と第2の車室内熱交換器33および車室外熱交換器38とコンプレッサ31の吸入側がそれぞれ連通する。一方、冷房設定時には点線示のような流路切り換え状態となり、コンプレッサ31の吐出側と車室外熱交換器38および第2の車室内熱交換器33とコンプレッサ31の吸入側がそれぞれ連通する。

【0010】車室外熱交換器38は車室外に設けられ、コンプレッサ31から吐出される冷媒の熱を外気に放熱する車室外コンデンサになっている。第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33は熱伝導可能に設

置されて、ダクト39内に配置される。第1の車室内熱交換器35の一端はコンプレッサ31の冷媒吸入側に、他端は膨張手段としての膨張弁34に接続され、コンプレッサ31が運転している時には常に吸熱器となってブロアファン37によって送風された空気を冷却する。

【0011】第2の車室内熱交換器33の一端は四方弁73に接続され、他端は逆止弁71と絞り弁74と流路開閉用の二方弁75から構成される冷房能力切換手段に接続される。冷房能力切換手段は、四方弁73が冷房側に設定された時に、二方弁75を開状態とすることで第2の車室内熱交換器33が吸熱器となる状態を作り、二方弁75を閉状態とすることで第2の車室内熱交換器33に冷媒が流れない状態を作る。すなわち、四方弁73が暖房側に設定された時には、第2の車室内熱交換器33が放熱器となる状態となって暖房運転が行なわれ、四方弁73が冷房側に設定された時には、二方弁75が開状態であれば第2の車室内熱交換器33が吸熱器となる状態、二方弁75が閉状態であれば第2の車室内熱交換器33に冷媒が流れない状態となって冷房運転が行なわれる。このように、四方弁73と二方弁75は運転状態切換手段としての役割も果たしている。

【0012】逆止弁70は、四方弁73が暖房側に設定された時に第2の車室内熱交換器33で凝縮された冷媒が車室外熱交換器38に流入することを阻止する。また、ダクト39には第2の車室内熱交換器33の下流にヒータコア202が設けられ、エンジン冷却水が流入する。ダクト39の第1の車室内熱交換器35よりも上流側には、車室内空気を導入する内気導入口40と、走行風圧を受けて外気を導入する外気導入口41とが設けられている。この内気導入口40と外気導入口41とが分岐する部分には、内気導入口40と外気導入口41とを任意の比率で開閉するインテークドア42が設けられている。内気導入口40と外気導入口41との空気導入側（空気流の下流側）と第1の車室内熱交換器35との間にはブロアファン37が配置され、制御装置43で駆動されるブロアファンモータ44で回転駆動されるようになっている。

【0013】第2の車室内熱交換器33の下流側には、エアミックスドア46が設けられている。このエアミックスドア46は、制御装置43で駆動されるエアミックスドアアクチュエータ（不図示）により、下流のヒータコア202を通過する空気と通過しない空気の割合を調節するように開閉する。エアミックスドア46の開度たるエアミックスドア開度 $X_d$ は、エアミックスドア46が一点鎖線示の位置となってヒータコア202を通過する空気が0となる時をエアミックスドア開度 $X_d = 0\%$ （全閉、Full COOL）と設定し、エアミックスドア46が二点鎖線示の位置となってすべての空気がヒータコア202を通過する時をエアミックスドア開度 $X_d = 100\%$ （全開、Full HOT）と設定してあ

る。

【0014】ダクト39のヒータコア202よりも下流側には、上記冷風と温風との混合をよくすることにより、温度調節された空調風を作る部屋としてのエアミックスチャンバ47が設けられている。エアミックスチャンバ47には、図外の対象乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すベント吹出口51と、対象乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット吹出口53と、フロントウィンドガラス（不図示）に向けて空調風を吹き出すDEF吹出口52とが設けられている。エアミックスチャンバ47内には、ベンチレータドア55とフットドア57とデフロスタドア56とが設けられている。ベンチレータドア55は、制御装置43で駆動されるベンチレータドアアクチュエータ（不図示）により、ベンチレータ吹出口51を開閉する。フットドア57は、制御装置43で駆動されるフットドアアクチュエータ（不図示）により、フット吹出口53を開閉する。デフロスタドア56は、制御装置43で駆動されるデフロスタドアアクチュエータ（不図示）により、デフロスタ吹出口52を開閉する。

【0015】制御装置43は、第1の車室内熱交換器作動温度センサ59と、日射量センサ61と、外気温センサ62と、室温センサ63と、室温設定器64と吹出口モードスイッチ65と、ブロアファンスイッチ66と、水温センサ204などの熱環境情報入力手段からの第1の車室内熱交換器35の作動温度 $T_{eva}$ と車両の日射量 $Q_{sun}$ と車室外の外気温度 $T_{amb}$ と車室内の検出温度（車室内温度） $T_{room}$ と車室内の設定温度 $T_{ptc}$ と水温 $T_w$ などの熱環境情報により、エアミックスドア開度 $X_d$ と風量 $V_{eva}$ と目標吹出温度 $T_{of}$ などの目標冷暖房条件を演算し、車室内の冷暖房条件が上記演算された目標冷暖房条件を維持するように、ブロアファンモータ44とエアミックスドアアクチュエータとベンチレータドアアクチュエータとフットドアアクチュエータとデフロスタドアアクチュエータなどを駆動する。また、制御装置43は、コンプレッサクラッチをON/OFFしたり、エンジン回転数やタイヤの回転数から車両がどのような走行状態にあるかを検出する。第1の車室内熱交換器作動温度センサ59は着霜検出手段としての役割も果たしている。

【0016】なお、実際の車両では、車室外熱交換器38の後にラジエータが設けられ、ここにもエンジン冷却水が流れて外気に放熱するようになっているが、図1には図示されていない。また、第1の実施形態では、加熱手段としてエンジン冷却水を利用したヒータコアを例にして説明するが、電気ヒータや燃焼式ヒータなどの加熱手段を用いてもよい。

【0017】図2は、図1の車両用空調装置のエアコンサイクルを取り出した図である。エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時



には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が開状態に設定され、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の車室内熱交換器 3 5 と第 2 の車室内熱交換器 3 3 が吸熱器となって冷房運転を行なう。

【0018】Bモードの時には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が閉状態に設定され、第 2 の車室内熱交換器 3 3 には冷媒が流れず、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の車室内熱交換器 3 5 が吸熱器となって冷房運転を行なう。Bモード時は、車室内の吸熱器が空気から吸熱する吸熱量（冷房能力）の総和がAモード時の約半分になるが、通常の車両では高冷房負荷のクールダウン時に目標の冷房能力が得られるように性能設計されているために、吸熱量が半減したとしても安定時や外気温が低くなった場合にも十分な冷房能力を発揮することができる。従来、安定時や外気温が低くなった場合には、車室内吸熱器の凍結防止のために頻繁にコンプレッサ 3 1 を断続運転し、これがエンジンに対するコンプレッサ駆動負荷の増加やコンプレッサ 3 1 の液圧縮や焼付きの原因となっていたが、Bモードで冷房運転することでコンプレッサ 3 1 の断続運転の頻度が大幅に減少し、こうした問題が起り難くなる。また、エンジン 2 0 1 の負荷が大きい時やコンプレッサ 3 1 の吐出冷媒圧力や吐出冷媒温度が高い時には、Bモードに切り換えることで車室外熱交換器 3 8 からの放熱量が減少するので、熱による不具合の防止、コンプレッサ駆動トルクの低減、コンプレッサ吐出冷媒圧力の低下、コンプレッサ吐出冷媒温度の上昇防止といった効果が得られる。さらに、従来、急加速時のようにエアコンサイクルに急激な負荷がかかる時や水温が高い時にはエアコンカットが行なわれていたが、Bモードに切り換えることでコンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器 3 8 の放熱量が減少し、エアコンカットが不要となるので、エアコンカット時の空調快適性の悪化を防止するといった効果も得られる。

【0019】Cモードの時は、四方弁 7 3 が暖房側に設定され、第 1 の車室内熱交換器 3 5 が吸熱器、第 2 の車室内熱交換器 3 3 が放熱器となって除湿暖房運転を行なう。この実施形態では、従来の吸熱器を第 1 の車室内熱交換器 3 5 と第 2 の車室内熱交換器 3 3 に分割しているので、風量低下や熱交換器の薄幅化の必要はなく、ヒータコア 2 0 2 の放熱量が不足する場合にエアコンサイクルによる暖房運転を併用することで効果的にヒータ性能の向上を図ることができる。

【0020】—第 2 の発明の実施の形態—

図 3 は第 2 の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。第 1 の車室内熱交換器 3 5 と第 2 の車室内熱交換器 3 3 を空気流れに対して上下（あるいは左右）に設置し、バイレベルモード時に、第 1 の車室内熱交換器 3 5 の出口空気がベント吹出口 5 1 に流入し、第 2 の車室内熱交換器 3 3 の出口空気がフット吹出口 5 3 に流入するように配置される。これらの点以外の構成は図 2 に示す

第 1 の実施形態と同様である。

【0021】エアコンサイクルは、A、B、C の 3 つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が開状態に設定され、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の車室内熱交換器 3 5 と第 2 の車室内熱交換器 3 3 が吸熱器となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が閉状態に設定され、第 2 の車室内熱交換器 3 3 には冷媒が流れず、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の車室内熱交換器 3 5 が吸熱器となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁 7 3 が暖房側に設定され、第 1 の車室内熱交換器 3 5 が吸熱器、第 2 の車室内熱交換器 3 3 が放熱器となって除湿暖房運転を行なう。

【0022】この第 2 の実施形態では、上述した第 1 の実施形態の効果に加え、バイレベル吹出時、第 1 の車室内熱交換器 3 5 の出口空気がベント吹出口 5 1 に流入し、第 2 の車室内熱交換器 3 3 の出口空気がフット吹出口 5 3 に流入するように配置されているので、Bモード時やCモード時に容易にベント吹出とF O O T吹出の温度差をつけることができ、バイレベル吹出時の快適性が向上する。

【0023】—第 3 の発明の実施の形態—

図 4 は第 4 の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。車室内熱交換器 2 0 5 に第 1 の冷媒パス 7 7 と第 2 の冷媒パス 7 6 を設け、第 1 の冷媒パス 7 7 に図 2 に示す第 1 の実施形態の第 1 の車室内熱交換器 3 5 と同じ働きをさせ、第 2 の冷媒パス 7 6 に図 2 に示す第 2 の車室内熱交換器 3 3 と同じ働きをさせる。これら以外の構成は図 2 に示す第 1 の実施形態と同様である。

【0024】エアコンサイクルは、A、B、C の 3 つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が開状態に設定され、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の冷媒パス 7 7 と第 2 の冷媒パス 7 6 が吸熱部となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁 7 3 が冷房側、二方弁 7 5 が閉状態に設定され、第 2 の冷媒パス 7 6 には冷媒が流れず、車室外熱交換器 3 8 が放熱器、第 1 の冷媒パス 7 7 が吸熱部となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁 7 3 が暖房側に設定され、第 1 の冷媒パス 7 7 が吸熱部、第 2 の冷媒パス 7 6 が放熱部となって除湿暖房運転を行なう。

【0025】この第 3 の実施形態では、上述した第 1 の実施形態の効果に加え、車室内熱交換器 2 0 5 に複数の冷媒パスを設けることで実現できるのでコストアップが少なく、Cモードで運転している時には、確実に第 2 の冷媒パス 7 6 から第 1 の冷媒パス 7 7 への熱伝導によって熱が伝わるので除霜運転の頻度を少なくでき、しかもコンプレッサ 3 1 に吸入される冷媒が確実にガス状態となるのでコンプレッサ 3 1 の液圧縮が起り難いといった効果が得られる。

#### 【0026】—第4の発明の実施の形態—

図5は第4の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。車室内熱交換器205に第1の冷媒パス77と第2の冷媒パス76を設け、第1の冷媒パス77に図3に示す第2の実施形態の第1の車室内熱交換器35と同じ働きをさせ、第2の冷媒パス76に図3に示す第2の車室内熱交換器33と同じ働きをさせる。これら以外の構成は図3に示す第2の実施形態と同様である。

【0027】エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁73が冷房側、二方弁75が開状態に設定され、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒パス77と第2の冷媒パス76が吸熱部となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁73が冷房側、二方弁75が閉状態に設定され、第2の冷媒パス76には冷媒が流れず、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒パス77が吸熱部となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁73が暖房側に設定され、第1の冷媒パス77が吸熱部、第2の冷媒パス76が放熱部となって除湿暖房運転を行なう。

【0028】この第4の実施形態では、上述した図3に示す第2の実施形態と図4に示す第3の実施形態の効果を得ることができる。すなわち、図2に示す第1の実施形態の効果に加え、パイレベル吹出時、第1の車室内熱交換器35の出口空気がベント吹出口51に流入し、第2の車室内熱交換器33の出口空気がフット吹出口53に流入するように配置されているので、Bモード時やCモード時に容易にベント吹出とフット吹出の温度差をつけることができ、パイレベル吹出時の快適性が向上する。また、車室内熱交換器205に複数の冷媒パスを設けることで実現できるのでコストアップが少なく、Cモードで運転している時には、確実に第2の冷媒パス76から第1の冷媒パス77への熱伝導によって熱が伝わるので除霜運転の頻度を少なくでき、しかもコンプレッサ31に吸入される冷媒が確実にガス状態となるのでコンプレッサ31の液圧縮が起こり難くなる。

#### 【0029】—第5の発明の実施の形態—

図6は第5の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が実線側、二方弁75が閉状態に設定され、車室外熱交換器38が放熱器、第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33が吸熱器となって冷房運転を行なう。

【0030】Bモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が破線側に設定され、第2の車室内熱交換器33には冷媒が流れず、車室外熱交換器38が放熱器、第1の車室内熱交換器35が吸熱器となって冷房運転を行なう。Bモード時は、車室内の吸熱器が空気から吸熱する吸熱量（冷房能力）の総和がAモード時の約半

分になるが、通常の車両では高冷房負荷のクールダウン時に目標の冷房能力が得られるように性能設計されているために、吸熱量が半減したとしても安定時や外気温が低くなった場合にも十分な冷房能力を発揮することができる。従来、安定時や外気温が低くなった場合には、車室内吸熱器の凍結防止のために頻繁にコンプレッサ31を断続運転し、これがエンジンに対するコンプレッサ駆動負荷の増加やコンプレッサ31の液圧縮や焼付きの原因となっていたが、Bモードで冷房運転することでコンプレッサ31の断続運転の頻度が大幅に減少し、このような問題が起こり難くなる。また、エンジン201の負荷が大きい時やコンプレッサ31の吐出冷媒圧力や吐出冷媒温度が高い時には、Bモードに切り換えることで車室外熱交換器38からの放熱量が減少するので、熱による不具合の防止、コンプレッサ駆動トルクの低減、コンプレッサ吐出冷媒圧力の低下、コンプレッサ吐出冷媒温度の上昇防止といった効果が得られる。さらに、従来、急加速時のようにエアコンサイクルに急激な負荷がかかる時や水温が高い時にはエアコンカットが行なわれていたが、Bモードに切り換えることでコンプレッサ駆動負荷や車室外熱交換器38の放熱量が減少し、エアコンカットが不要となるので、エアコンカット時の空調快適性の悪化を防止するといった効果も得られる。

【0031】Cモードの時は、四方弁73が暖房側、三方弁206が実線側、二方弁75が開状態に設定され、第1の車室内熱交換器35が吸熱器、第2の車室内熱交換器33が放熱器となって除湿暖房運転を行なう。この第5の実施形態では、従来の吸熱器を第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33に分割しているので、風量低下や熱交換器の薄幅化の必要はなく、ヒータコア202の放熱量が不足する場合にエアコンサイクルによる暖房運転を併用することで効果的にヒータ性能の向上を図ることができる。

#### 【0032】—第6の発明の実施の形態—

図7は第6の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33を空気流れに対して上下（あるいは左右）に設置し、パイレベルモード時に、第1の車室内熱交換器35の出口空気がベント吹出口51に流入し、第2の車室内熱交換器33の出口空気がフット吹出口53に流入するように配置される。これら以外の構成は上述した図6に示す第5の実施形態と同様である。

【0033】エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が実線側、二方弁75が閉状態に設定され、車室外熱交換器38が放熱器、第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33が吸熱器となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が破線側に設定され、第2の車室内熱交換器33には冷媒が流れず、車室外熱交換器3



8が放熱器、第1の車室内熱交換器35が吸熱器となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁73が暖房側、三方弁206が実線側、二方弁75が開状態に設定され、第1の車室内熱交換器35が吸熱器、第2の車室内熱交換器33が放熱器となって除湿暖房運転を行なう。

【0034】この第6の実施形態では、図6に示す第5の実施形態の効果に加え、バイレベル吹出時に第1の車室内熱交換器35の出口空気がベント吹出口51に流入し、第2の車室内熱交換器33の出口空気がFOT吹出口53に流入するように配置されているので、Bモード時やCモード時に容易にベント吹出とFOT吹出の温度差をつけることができ、バイレベル吹出時の快適性が向上するといった効果が得られる。

【0035】—第7の発明の実施の形態—

図8は第7の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。車室内熱交換器205に第1の冷媒バス77と第2の冷媒バス76を設け、第1の冷媒バス77に図6に示す第5の実施形態の第1の車室内熱交換器35と同じ働きをさせ、第2の冷媒バス76に図6に示す第2の車室内熱交換器33と同じ働きをさせる。これら以外の構成は図6に示す第5の実施形態と同様である。

【0036】エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が実線側、二方弁75が閉状態に設定され、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒バス77と第2の冷媒バス76が吸熱部となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が破線側に設定され、第2の冷媒バス76には冷媒が流れず、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒バス77が吸熱部となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁73が暖房側、三方弁206が実線側、二方弁75が開状態に設定され、第1の冷媒バス77が吸熱部、第2の冷媒バス76が放熱部となって除湿暖房運転を行なう。

【0037】この第7の実施形態では、図6に示す第5の実施形態の効果に加え、車室内熱交換器205に複数の冷媒バスを設けることで実現できるのでコストアップが少なく、Cモードで運転している時には、確実に第2の冷媒バス76から第1の冷媒バス77への熱伝導によって熱が伝わるので除霜運転の頻度を少なくでき、しかもコンプレッサ31に吸入される冷媒が確実にガス状態となるのでコンプレッサ31の液圧縮が起こり難いといった効果が得られる。

【0038】—第8の発明の実施の形態—

図9は第8の実施形態のエアコンサイクルの構成を示す。車室内熱交換器205に第1の冷媒バス77と第2の冷媒バス76を設け、第1の冷媒バス77に図7に示す第6の実施形態の第1の車室内熱交換器35と同じ働きをさせ、第2の冷媒バス76に図7に示す第2の車室

内熱交換器33と同じ働きをさせる。これら以外の構成は図7に示す第6の実施形態と同様である。

【0039】エアコンサイクルは、A、B、Cの3つの運転モードを有する。Aモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が実線側、二方弁75が閉状態に設定され、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒バス77と第2の冷媒バス76が吸熱部となって冷房運転を行なう。Bモードの時には、四方弁73が冷房側、三方弁206が破線側に設定され、第2の冷媒バス76には冷媒が流れず、車室外熱交換器38が放熱器、第1の冷媒バス77が吸熱部となって冷房運転を行なう。Cモードの時は、四方弁73が暖房側、三方弁206が実線側、二方弁75が開状態に設定され、第1の冷媒バス77が吸熱部、第2の冷媒バス76が放熱部となって除湿暖房運転を行なう。

【0040】この第8の実施形態では、図7に示す第6の実施形態と図8に示す第7の実施形態の効果を得ることができる。すなわち、図6に示す第5の実施形態の効果に加え、バイレベル吹出時に第1の車室内熱交換器35の出口空気がベント吹出口51に流入し、第2の車室内熱交換器33の出口空気がフット吹出口53に流入するように配置されているので、Bモード時やCモード時に容易にベント吹出とフット吹出の温度差をつけることができ、バイレベル吹出時の快適性が向上するといった効果が得られる。また、車室内熱交換器205に複数の冷媒バスを設けることで実現できるのでコストアップが少なく、Cモードで運転している時には、確実に第2の冷媒バス76から第1の冷媒バス77への熱伝導によって熱が伝わるので除霜運転の頻度を少なくでき、しかもコンプレッサ31に吸入される冷媒が確実にガス状態となるのでコンプレッサ31の液圧縮が起こり難くなるといった効果が得られる。

【0041】図10から図15は、車両の空調負荷に基づいてAモードが選択された時に、車両の走行状態やエアコンサイクルの作動状態や外気温などに応じてBモードに切り換える場合の制御フローを示している。以下では、図2に示す第1の実施形態の構成を例に上げて説明するが、第2～第8の実施形態の構成でも同様である。図10は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、車両が加速状態にあることが検出されるとBモードに切り換える場合の制御フローである。ステップS601では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS602では、ステップS601で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS603では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常の車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差

が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0042】ステップS604では、ステップS603でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS605に進み、Bモードが選択された場合にはステップS607に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS608に進んでCモードの温調を行なう。

【0043】ステップS605では、車両が加速状態にあるか否かを判断し、車両が加速状態にある場合にはステップS607に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS606に進んでAモードの温調を行なう。車両が加速状態にある場合には、急激にコンプレッサ31の回転数が上昇するので、車室外熱交換器38の放熱量が急増して車両の熱負荷が増加したり、短時間で大量の冷媒が車室外熱交換器38に蓄積されてコンプレッサ31に帰還する冷媒量が減少し、コンプレッサ31の焼付き現象が起こりやすい。また、車両の加速を優先するためにコンプレッサ31が停止させられることもある。このような場合にAモードからBモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38に蓄積される冷媒量が減少し、車室外熱交換器38から外気への放熱量の増加も少量に抑制することができる。また、コンプレッサ31の駆動負荷（トルク）も減少するので、コンプレッサ31を停止することなく十分な加速を得ることができる。

【0044】図11は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、水温が設定水温よりも高いことが検出されるとBモードに切り換える場合の制御フローである。ステップS701では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS702では、ステップS701で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS703では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常の車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0045】ステップS704では、ステップS703でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS705に進み、Bモードが選択された場合にはステップS707に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS708に進んでCモードの温調を行なう。

【0046】ステップS705では、水温が設定水温よ

りも高いか否かを判断し、水温が設定水温よりも高い場合にはステップS707に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS706に進んでAモードの温調を行なう。従来、水温が設定水温よりも高くなると、コンプレッサ31を停止して車室外熱交換器38からの放熱量をなくし、ラジエータの入口空気温度を低下させることで水温上昇を抑制していた。そして、コンプレッサ31が停止すると車室内吹出温が急激に上昇するので、車室内の快適性も急激に悪化していた。このような場合にAモードからBモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38から外気への放熱量が減少する。車室外熱交換器38の放熱量が減少すると、コンプレッサ吐出圧力やコンプレッサ31を駆動するためのエンジン負荷（トルク）が低下するので、ラジエータからの放熱量も減少する。その結果、コンプレッサ31の運転を続けても水温の上昇が抑えられるので、車室内の快適性を維持することが可能になる。

【0047】図12は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、コンプレッサ吐出圧力が設定圧力よりも高いことが検出されるとBモードに切り換える場合の制御フローである。ステップS801では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS802では、ステップS801で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS803では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常の車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0048】ステップS804では、ステップS803でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS805に進み、Bモードが選択された場合にはステップS807に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS808に進んでCモードの温調を行なう。

【0049】ステップS805では、コンプレッサ吐出圧力が設定圧力よりも高いか否かを判断し、コンプレッサ吐出圧力が設定圧力よりも高い場合にはステップS807に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS806に進んでAモードの温調を行なう。従来、コンプレッサ吐出圧力が設定圧力よりも高くなると、エアコンサイクルを保護するために、コンプレッサ31を停止していた。コンプレッサ31が停止すると車室内吹出温が急激に上昇するので、車室内の快適性も急激に悪化していた。このような場合にAモードから

Bモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38から外気への放熱量が減少する。車室外熱交換器38の放熱量が減少すると、コンプレッサ吐出圧力やコンプレッサ吐出温度やコンプレッサ31を駆動するためのエンジン負荷（トルク）が低下する。その結果、コンプレッサ31の運転を続けてもコンプレッサ吐出圧力の上昇が抑えられるので、車室内の快適性を維持することが可能になる。

【0050】図13は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、コンプレッサ吐出温度が設定温度よりも高いことが検出されるとBモードに切り換える場合の制御フローである。ステップS901では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS902では、ステップS901で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS903では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常、車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0051】ステップS904では、ステップS903でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS905に進み、Bモードが選択された場合にはステップS907に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS908に進んでCモードの温調を行なう。

【0052】ステップS905では、コンプレッサ吐出温度が設定温度よりも高いかを判断し、コンプレッサ吐出温度が設定温度よりも高い場合にはステップS907に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS906に進んでAモードの温調を行なう。従来、コンプレッサ吐出温度が設定温度よりも高くなると、エアコンサイクルを保護するために、コンプレッサ31を停止していた。コンプレッサ31が停止すると車室内吹出温が急激に上昇するので、車室内の快適性も急激に悪化していた。このような場合にAモードからBモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38から外気への放熱量が減少する。車室外熱交換器38の放熱量が減少すると、コンプレッサ吐出圧力やコンプレッサ吐出温度やコンプレッサ31を駆動するためのエンジン負荷（トルク）が低下する。その結果、コンプレッサ31の運転を続けてもコンプレッサ吐出温度の上昇が抑えられるので、車室内の快適性を維持することが可能になる。

【0053】図14は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、外気温が設定外気温よりも低いことが検出されるとBモードに切り換える場合の制御フローである。ステップS1001では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS1002では、ステップS1001で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS1003では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常、車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0054】ステップS1004では、ステップS1003でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS1005に進み、Bモードが選択された場合にはステップS1007に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS1008に進んでCモードの温調を行なう。

【0055】ステップS1005では、外気温が設定外気温よりも低いかなかを判断し、外気温が設定外気温よりも低い場合にはステップS1007に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS1006に進んでAモードの温調を行なう。エアコンサイクルの効率は外気温の影響を強く受け、外気温がある程度低くなると空気の冷房負荷の低下と同時にサイクルの効率もよくなる。外気温はあまり高くないが日射が強いため目標吹出温度が低い場合、従来では空気を0℃近くまで冷却し、車室内の吸熱器の凍結を防止するためにコンプレッサ31を断続運転していた。コンプレッサ31の断続運転はエンジン負荷（トルク）を変動させ、エンジンの効率悪化の原因にもなっていた。このような場合に、AモードからBモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38から外気への放熱量が減少する。車室外熱交換器38の放熱量が減少すると、コンプレッサ吐出圧力やコンプレッサ吐出温度やエンジンのコンプレッサ駆動負荷が低下する。また、無駄に空気を冷却することがなくなり、さらにエアコンサイクルの効率がよくなるとともに、車室内の吸熱器の凍結の可能性が低くなるので、従来のコンプレッサ31の断続運転によるエンジンの負荷を軽減することができる。

【0056】図15は、エアコンサイクルがAモードで冷房運転している時に、目標吹出温度 $T_{of}$ と車室内の吸熱器の冷却状態 $T_{eva}$ の温度差が設定温度差よりも大きくなるとBモードに切り換える場合の制御フローで

ある。ステップS1101では、外気温 $T_{amb}$ や日射量 $Q_{sun}$ や室温 $T_{room}$ や設定室温 $T_{ptc}$ などの車両の空調負荷が検出される。ステップS1102では、ステップS1101で検出した空調負荷から目標吹出温度 $T_{of}$ を演算する。ステップS1103では、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差に応じて、A～Cモードの中から車両の空調負荷に適した運転モードを選択する。通常の車両用エアコンはフル外気導入で運転されるので、ここでは $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差を基準にしている。 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が小さい場合にはAモードが選択され、 $T_{of}$ と $T_{amb}$ の温度差が大きい場合にはCモードが選択され、それ以外ではBモードが選択される。

【0057】ステップS1104では、ステップS1103でどの運転モードが選択されたかを判断し、Aモードが選択された場合にはステップS1105に進み、Bモードが選択された場合にはステップS1107に進んでBモードの温調を行ない、Cモードが選択された場合にはステップS1108に進んでCモードの温調を行なう。

【0058】ステップS1105では、 $T_{of}$ と $T_{eva}$ の温度差が設定温度差よりも大きいかなんかを判断し、 $T_{of}$ と $T_{eva}$ の温度差が設定温度差よりも大きい場合にはステップS1107に進んでBモードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS1106に進んでAモードの温調を行なう。従来、 $T_{of}$ と $T_{eva}$ の温度差が設定温度差よりも大きい場合、空気は0℃近くまで冷却され、車室内の吸熱器の凍結を防止するためにコンプレッサ31を断続運転していた。コンプレッサ31の断続運転はエンジン負荷（トルク）を変動させ、エンジンの効率悪化の原因にもなっていた。このような場合にAモードからBモードに切り換えると、第2の車室内熱交換器33からコンプレッサ31に吸入される冷媒がなくなるので、車室外熱交換器38から外気への放熱量が減少する。車室外熱交換器38の放熱量が減少すると、コンプレッサ吐出圧力やコンプレッサ吐出温度やコンプレッサ31を駆動するためのエンジン負荷が低下する。また、無駄に空気を冷却することがなくなり、さらにエアコンサイクルの効率がよくなるとともに、車室内の吸熱器の凍結が起こり難くなるので、従来のコンプレッサ31の断続運転によるエンジンの負荷を軽減することができる。なお、 $T_{of}$ と $T_{eva}$ の温度差が設定温度差よりも大きくなる状態では、コンプレッサ31の回転数が高いとか、車室外熱交換器38が十分外気に放熱できるといった状態なので、Bモードに切り換えても必要な冷房能力を得ることができる。

【0059】図16はコンプレッサ31の運転停止時の制御フローを示す。コンプレッサ31の運転を停止する場合には、ステップS1201にジャンプしてコンプレッサ31の運転を停止する。ステップS1202では、

Cモードで運転を行なっていたか否かを判断し、Cモードで運転を行なっていた場合にはステップS1204に進み、それ以外のモードで運転を行なっていた場合にはステップS1203に進む。

【0060】AモードやBモードで運転を行なっていた場合には、ステップS1203で四方弁73を暖房側に切り換える。これによって、コンプレッサ31の吐出側にあった温度の高い冷媒が第2の車室内熱交換器33へ流入して第2の車室内熱交換器33が加熱され、車室外熱交換器38にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器35へ流入して第1の車室内熱交換器35が加熱されるとともに、コンプレッサ31の吸入と吐出の圧力差が除去される。また、第1の車室内熱交換器35と第2の車室内熱交換器33は熱伝導可能に配置されているので、第2の車室内熱交換器33から第1の車室内熱交換器35へ熱が伝導される。その結果、第1の車室内熱交換器35や第2の車室内熱交換器33の表面に付着してエアコン臭の原因となるカビや微生物などの発生を抑制することができ、再起動時のコンプレッサ駆動トルクも小さくなるので、次の運転をスムーズに開始することができる。

【0061】一方、Cモードで運転を行なっていた場合には、ステップS1204で四方弁73を冷房側に切り換える。これによって、第2の車室内熱交換器33にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器35に流入し、運転中に第1の車室内熱交換器35に付着した霜が溶かされ、コンプレッサの吐出側にあった圧力の高い冷媒が車室外熱交換器38に吐出されるので、コンプレッサ31の吸入と吐出の圧力差が除去される。この結果、第1の車室内熱交換器35の除霜が行なわれ、再起動時のコンプレッサ駆動トルクも小さくなるので、次の運転をスムーズに開始することができる。

【0062】図17はCモードの温調の制御フローを示す。ステップS1301でCモードの温調を開始し、ステップS1302で外気温が設定外気温よりも低いかなんかを判断する。外気温が設定外気温よりも高い場合にはステップS1310に進み、外気温が設定温度よりも低い場合にはステップS1303に進む。Cモードでは第2の車室内熱交換器33を放熱器として暖房運転を行なうので、外気温が設定外気温よりも高くなると、第2の車室内熱交換器33の放熱能力が不足してコンプレッサ吐出圧力が上昇し、サイクルのバランスが維持できなくなる。また、外気温が設定外気温よりも高い場合には、エアコンサイクルで暖房運転を行なわなくても十分なウォームアップ性とヒータ性能を確保することができる。こうした理由から、外気温が設定外気温よりも高い場合には、ステップS1310に進んでコンプレッサ31を停止する。

【0063】ステップS1303では、水温 $T_w$ と目標吹出温度 $T_{of}$ の温度差が設定温度差よりも小さいかなんかを

かを判断する。ここで、設定温度差はコンプレッサ31を停止した時のヒータコア入口空気温度の温度変化（温度低下）を考慮して設定される。 $T_w$ と $T_{of}$ の温度差が設定温度差よりも小さい場合には、水温が低く目標吹出温度を得ることができないと判断してステップS1305に進む。 $T_w$ と $T_{of}$ の温度差が設定温度差よりも大きい場合には、水温が十分に高く目標吹出温度を得ることができると判断してステップS1304に進む。

【0064】ステップS1304では、ミックスドア開度が設定開度よりも大きいかなんかを判断する。エアコンサイクルで暖房運転を行なう場合と行なわない場合とで、吹出温度は10℃近く変化してしまう。そのため、ステップS1303で水温が十分に高いと判断されても、この温度差をカバーできるだけの余裕があるかなんかをミックスドア開度で判断する。ミックスドア開度が設定開度よりも大きい場合には、エアコンサイクルによる暖房を停止した時の吹出温度変化をカバーできないと判断してステップS1305に進み、逆に、ミックスドア開度が設定開度よりも小さい場合には、エアコンサイクルによる暖房を停止してもミックスドアの開閉で吹出温度変化をカバーできると判断してステップS1310に進んでコンプレッサ31を停止する。

【0065】ステップS1305では、第1の車室内熱交換器35の作動温度や作動圧力や出口空気温度から冷却状態を検出し、これらが設定状態よりも小さい場合にはステップS1307に進んで除霜モードの温調を行ない、それ以外の場合にはステップS1306に進む。設定状態は、低外気温時にガラスの防曇性を維持するために十分低い温度や圧力に設定しなければならない。ところが、同時にコンプレッサ31の吸入冷媒圧力も低下するので、ここでは、第1の車室内熱交換器35の除霜という目的に加えてコンプレッサ31を保護するために、第1の車室内熱交換器35の作動温度や作動圧力や出口空気温度から検出された冷却状態が設定状態よりも小さい場合には、ステップS1307に進んで除湿モードの温調を行なう。

【0066】ステップS1306では、設定時間連続してコンプレッサ31を運転する状態が続いているかなんかを判断する。目標吹出温度が高く水温が低い場合には、インテークドア42が内気循環気味に設定されるので、車室内に吹き出された温風がショートサイクルしてそのまま吸い込まれ、第1の車室内熱交換器35の入口空気温度が高くなりやすい。この時に、コンプレッサ31の回転数が低ければ、第1の車室内熱交換器35の冷却状態がステップS1305の設定状態まで低下しないで、連続的に暖房運転が行なわれる。ステップS1305の設定状態は十分低い温度に設定されるので、外気よりも湿度の高い室内空気を長時間冷却すると、第1の車室内熱交換器35の着霜（凍結）により風量が低下して暖房能力が低下したりサイクルの作動が不安定になるという

問題が生じる。本ステップではこうした場合の対策として、設定時間連続してコンプレッサ31を運転する状態が続けば、強制的にステップS1307の除湿モードの温調を行なう。

【0067】ステップS1309では、目標吹出温度 $T_{of}$ と水温 $T_w$ の温度差に基づいてインテークドア開度を演算する。 $T_{of}$ と $T_w$ の温度差が大きい場合には、水温が低く目標吹出温度を得ることができないので内気循環（REC）気味となり、逆に、 $T_{of}$ と $T_w$ の温度差が小さい場合には、水温がある程度高くなりほぼ目標通りの吹出温度が得られるので外気導入（FRE）気味となるように設定される。これによって、ヒータコア202の放熱量に応じて最適な外気導入量で暖房運転を行なうことができる。

【0068】ステップS1311では、ステップS1310でコンプレッサ31が停止されるので、ガラスの防曇維持のためにインテークドアを100%外気導入に設定する。ステップS1312では目標吹出温度に応じて風量制御が行なわれ、ステップS1313では目標吹出温度に応じて吹出モード制御が行なわれ、ステップS1314では目標吹出温度や水温などに応じてミックスドア制御が行なわれる。

【0069】図18は、図17のステップS1306にある除霜モードの温調の制御フローを示す。ステップS1401で除霜モード時の温調を開始する。ステップS1402では、コンプレッサ31が運転している時のインテークドア開度とエアミックスドア開度を記憶する。ステップS1403では、コンプレッサ31が運転している時のヒータコア入口空気温度 $T_{eva, on}$ を予測する。ステップS1404でコンプレッサ31の運転を停止し、続くステップS1405で運転モードをAモードまたはBモードに切り換える。これによって、第2の車室内熱交換器33にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器35に流入して第1の車室内熱交換器35が加熱され、コンプレッサ31の吐出側にあった圧力の高い冷媒が車室外熱交換器38に吐出され、コンプレッサ31の吸入側と吐出側の圧力差が除去される。この結果、第1の車室内熱交換器35の除霜が短時間で行なわれ、再起動時のコンプレッサ駆動トルクも小さくなる。

【0070】ステップS1406では、外気量が増加する方向にインテークドアを開閉する。コンプレッサ31を停止するとエアコンサイクルによる車室内吹出空気の除湿が行なえなくなるので、ガラスの防曇性を維持して視界を確保するために、絶対湿度のより低い外気の導入量を増加させる。ステップS1407では、コンプレッサ31が停止した時のヒータコア入口空気温度 $T_{eva, off}$ を予測する。ステップS1408では、 $T_{eva, on}$ と $T_{eva, off}$ の温度差に基づいてエアミックスドアを開閉制御する。除霜モードでは、ステップS1404でコンプレッサ31を停止し、ステップS

1406で外気導入量を増やす方向にインテークドア42の制御が行なわれるので、車室内への吹出温度が急激に低下する。このような場合にTeva. onとTeva. offの温度差に基づいて吹出空気温度が高くなる方向にエアミックスドア46を開閉することで、吹出空気温度の急激な低下が緩和され、除霜モード中のガラスの防曇性も維持できるようになる。

【0071】ステップS1409では、除湿モードの温調を開始してから設定時間が経過したか否かを判断し、設定時間が経過していない場合にはステップS1407に戻り、設定時間が経過した場合にはステップS1410に進む。ステップS1410ではコンプレッサ31の運転を再開し、続くステップS1411ではインテークドア開度とエアミックスドア開度をステップS1402で記憶した開度に戻す。ステップS1412では運転モードをCモードに戻して除湿モード時の温調を終了する。

【0072】図19は、図17のステップS1307にある除霜モードの温調の別の制御フローを示す。ステップS1501で除霜モード時の温調を開始する。ステップS1502では、コンプレッサ31が運転している時のインテークドア開度とエアミックスドア開度を記憶する。ステップS1503では、コンプレッサ31が運転している時のヒータコア入口空気温度Teva. onを予測する。ステップS1504ではコンプレッサ31の運転を停止し、ステップS1505では運転モードをAモードまたはBモードに切り換える。これによって、第2の車室内熱交換器33にあった温度の高い冷媒が第1の車室内熱交換器35に流入して第1の車室内熱交換器35が加熱され、コンプレッサ31の吐出側にあった圧力の高い冷媒が車室外熱交換器38に吐出され、コンプレッサ31の吸入側と吐出側の圧力差が除去される。この結果、第1の車室内熱交換器35の除霜が短時間で行なわれ、再起動時のコンプレッサ駆動トルクも小さくなる。

【0073】ステップS1506では、外気量が増加する方向にインテークドアを開閉する。コンプレッサ31を停止すると、車室内吹出空気の除湿が行なえなくなるので、ガラスの防曇性を維持して視界を確保するために、絶対湿度のより低い外気の導入量を増加させる。ステップS1507では、コンプレッサ31が停止した時のヒータコア入口空気温度Teva. offを予測する。ステップS1508では、Teva. onとTeva. offの温度差に基づいてエアミックスドアを開閉制御する。除霜モードでは、ステップS1504でコンプレッサ31を停止し、ステップS1506で外気導入量を増やす方向にインテークドア42の制御が行なわれるので、車室内への吹出温度が急激に低下する。このような場合にTeva. onとTeva. offの温度差に基づいて吹出空気温度が高くなる方向にエアミックス

ドア46を開閉することで、吹出温度の急激な低下が緩和され、除霜中のガラスの防曇性も維持できるようになる。

【0074】ステップS1509では、第1の車室内熱交換器35の除霜が完了したか否かを判断し、除霜が完了していない場合にはステップS1507に戻り、除霜が完了した場合にはステップS1510に進む。

【0075】ここで、図2に示す第1の実施形態と図6に示す第5の実施形態の場合には、第1の車室内熱交換器35の作動温度と作動圧力と吹出空気温度、第2の車室内熱交換器33の吹出空気温度の何れか一つが所定の状態に達すれば、除霜が完了したと判断する。図3に示す第3の実施形態と図7に示す第6の実施形態の場合には、第1の車室内熱交換器35の作動温度と作動圧力と吹出空気温度の何れか一つが所定の状態に達すれば、除霜が完了したと判断する。図4に示す第3の実施形態と図8に示す第7の実施形態の場合には、第1の冷媒バス77の作動温度と作動圧力と吹出空気温度、第2の冷媒バス76の吹出空気温度の何れか一つが所定の状態に達すれば、除霜が完了したと判断する。図5に示す第4の実施形態と図9に示す第8の実施形態の場合には、第1の冷媒バス77の作動温度と作動圧力と吹出空気温度の何れか一つが所定の状態に達すれば、除霜が完了したと判断する。

【0076】ステップS1510でコンプレッサ31の運転を再開する。続くステップS1511で、インテークドア開度とエアミックスドア開度をステップS1402で記憶した開度に戻し、ステップS1512で、運転モードをCモードに戻して除湿モード時の温調を終了する。

【0077】なお、図18や図19では、除湿モード時にTeva. onとTeva. offの温度差に基づいてエアミックスドア46を開閉制御したが、吹出空気温度を高くして除霜中のガラスの防曇性が維持できればよいので、エアミックスドアを強制的にフルホットにしても同様の効果を得ることができる。

【0078】上述した実施形態の動作は、図2に示す第1の実施形態の構成を例に上げて説明したが、図3に示す第2の実施形態、図6に示す第5の実施形態、図7に示す第6の実施形態においても同様の効果が得られる。また、図4に示す第3の実施形態、図5に示す第4の実施形態、図8に示す第7の実施形態、図9に示す第8の実施形態においては、第1の車室内熱交換器35を第1の冷媒バス77に、第2の車室内熱交換器33を第2の冷媒バス76に置き換えることで、同様の効果を得ることができる。さらに、図16から図19までの制御については、図20や図21のようなサイクル構成としても同様の効果が得られる。さらにまた、上述した各実施形態では車両の前部のみにエアコンを備えた場合を例にして説明したが、車両の前部と後部にエアコンを設けた場



合にも同様の効果を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 第 1 の実施形態の構成を示す図である。

【図 2】 第 1 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 3】 第 2 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 4】 第 3 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 5】 第 4 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 6】 第 5 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 7】 第 6 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 8】 第 7 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 9】 第 8 の実施形態のエアコンサイクルを示す図である。

【図 10】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 11】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 12】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 13】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 14】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 15】 車両の空調負荷の検出プログラムを示すフローチャートである。

【図 16】 コンプレッサの運転、停止プログラムを示すフローチャートである。

【図 17】 Cモードの温調プログラムを示すフローチャートである。

【図 18】 除霜モードの温調プログラムを示すフローチャートである。

【図 19】 除霜モードの温調プログラムを示すフローチャートである。

【図 20】 エアコンサイクルの変形例を示す図である。

【図 21】 エアコンサイクルの変形例を示す図である。

【図 22】 従来のエアコンサイクルを示す図である。

【図 23】 従来のエアコンサイクルを示す図である。

【符号の説明】

3 1 コンプレッサ

3 3 第 2 の車室内熱交換器

3 4 膨張手段

3 5 第 1 の車室内熱交換器

3 7 ブロアファン

3 8 車室外熱交換器

3 9 ダクト

4 0 内気導入口

4 1 外気導入口

4 2 インテークドア

4 3 制御装置

4 6 エアミックスドア

4 7 エアミックスチャンバ

5 1 ベンチレータ吹出口

5 2 デフロスタ吹出口

5 3 フット吹出口

5 5 ベンチレータドア

5 6 デフロスタドア

5 7 フットドア

5 9 第 1 の車室内熱交換器作動温度センサ

6 1 日射量センサ

6 2 外気温センサ

6 3 室温センサ

6 4 室温設定器

6 5 吹出口モードスイッチ

6 6 ブロアファンスイッチ

7 0 逆止弁

7 1 逆止弁

7 3 四方弁

7 4 絞り弁

7 5 二方弁

7 6 第 2 の冷媒パス

7 7 第 1 の冷媒パス

8 0 逆止弁

8 1 逆止弁

8 2 冷媒パス

1 0 0 バイパス路

2 0 1 エンジン

2 0 2 ヒータコア

2 0 3 エンジン冷却水配管

2 0 4 エンジン冷却水温センサ

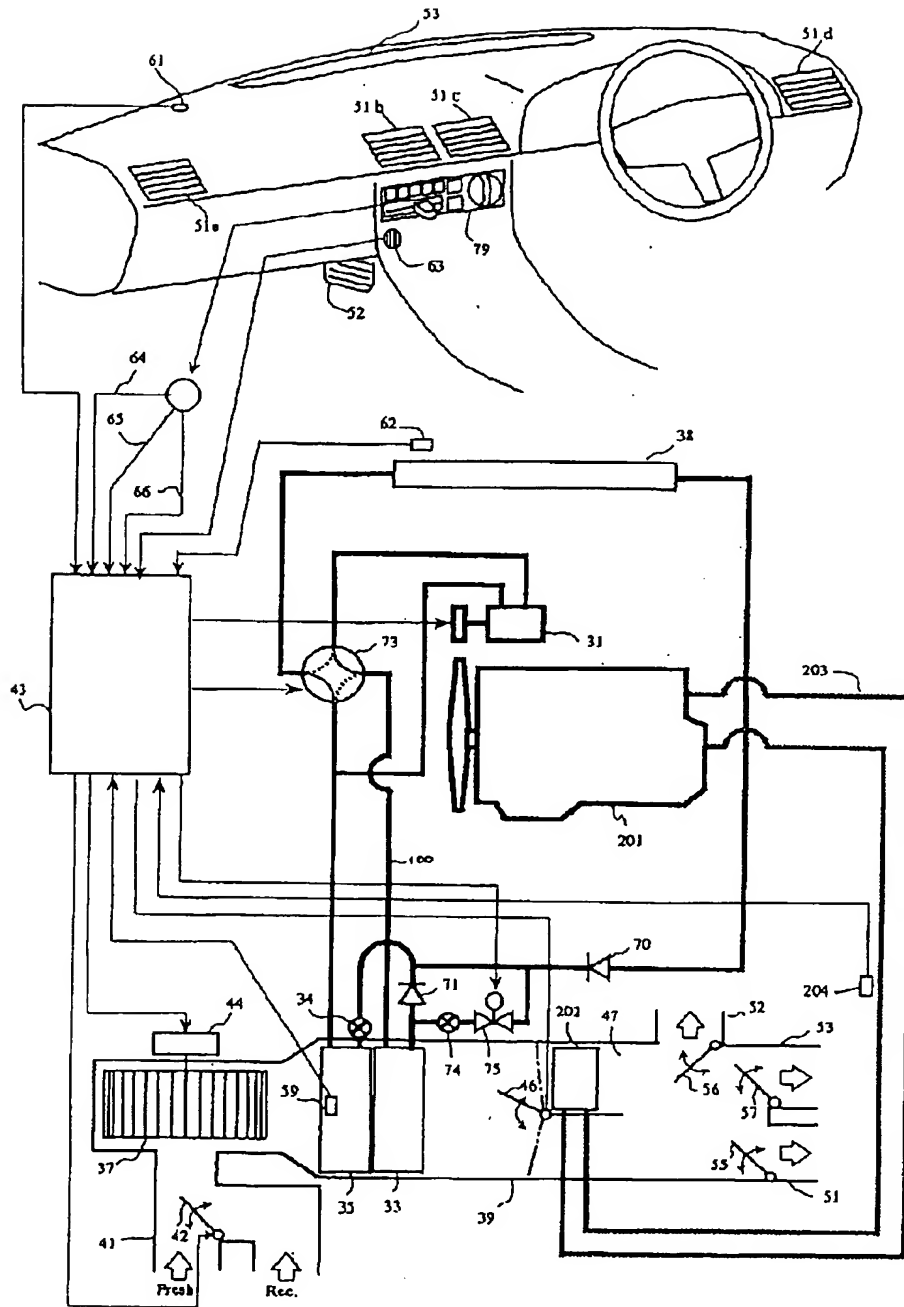
2 0 5 車室内熱交換器

2 0 6 三方弁

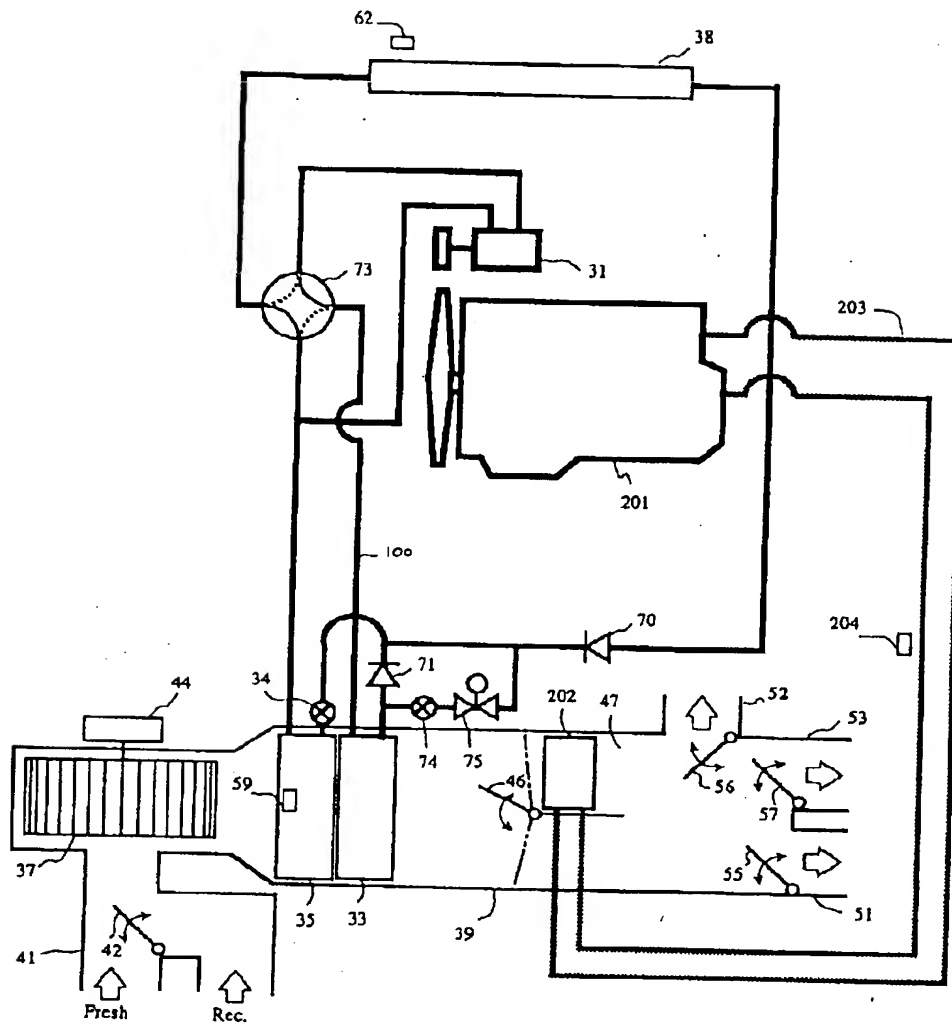
2 0 7 逆止弁



【図1】

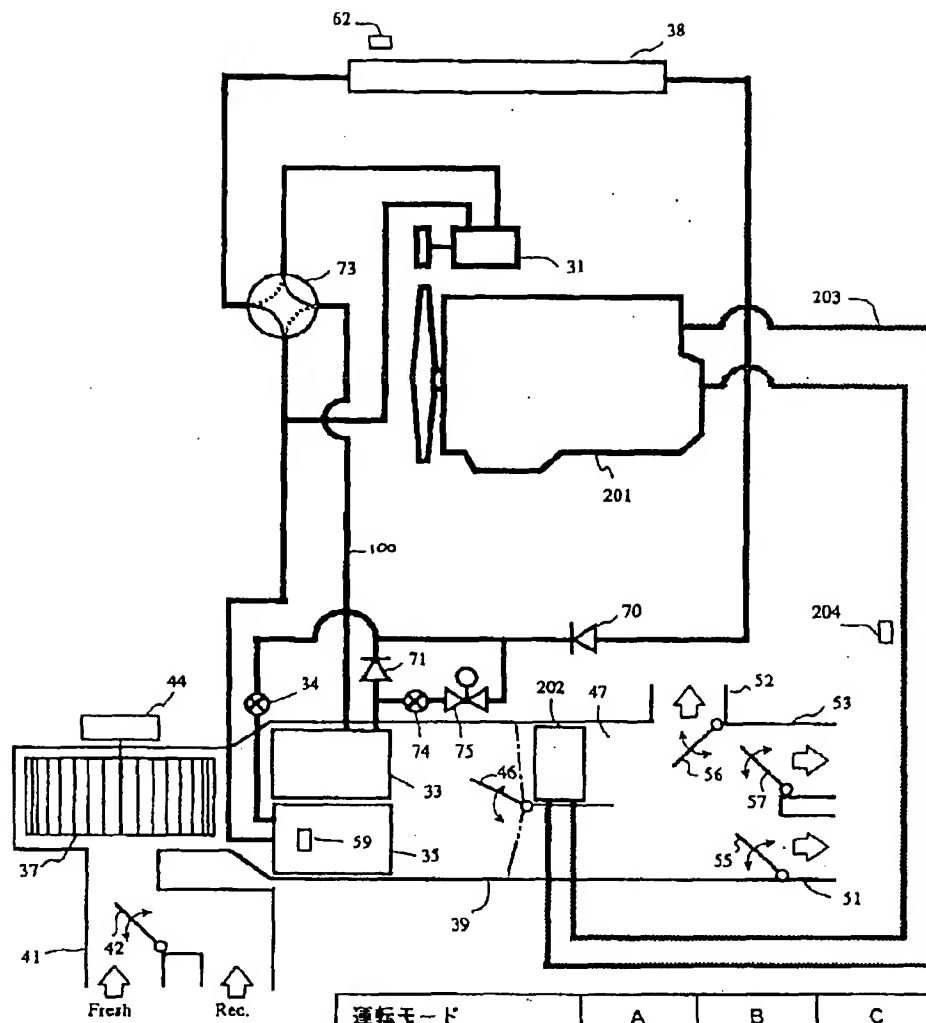


【図2】



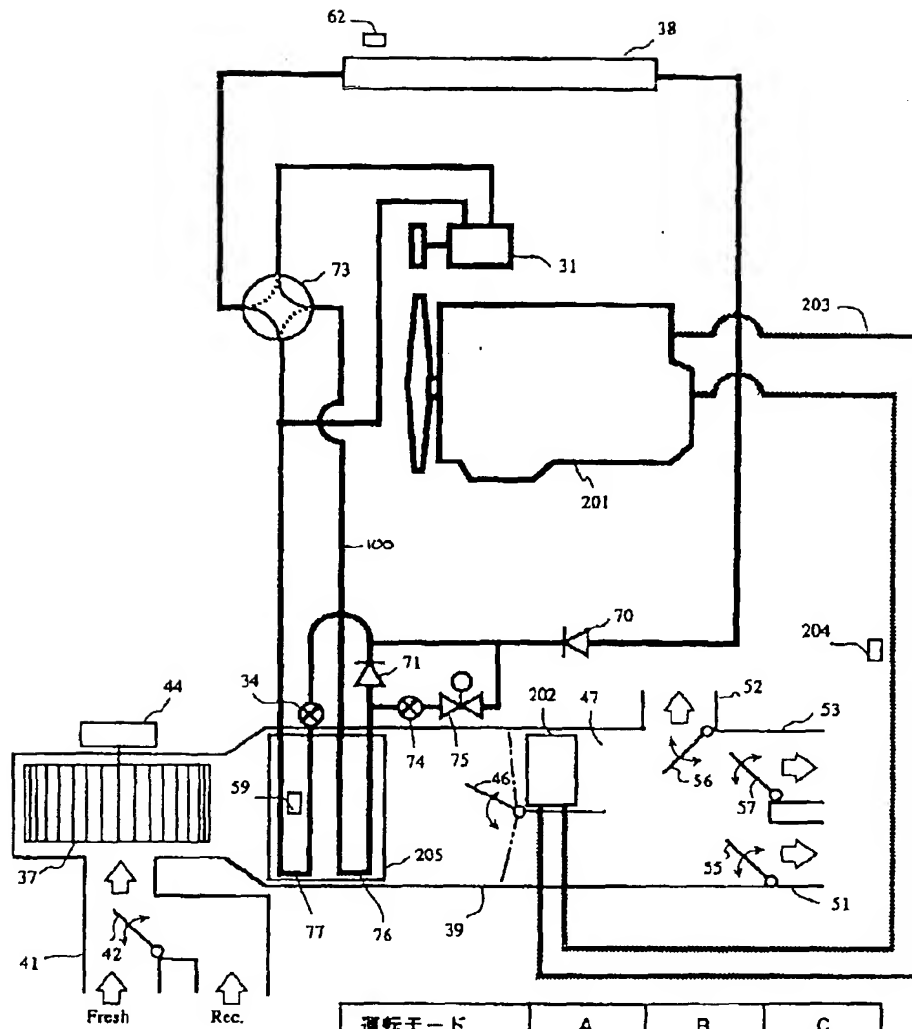
運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の車室内熱交換器	吸熱器	吸熱器	吸熱器
第2の車室内熱交換器	吸熱器	流さない	放熱器
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	開	閉	任意

【図3】



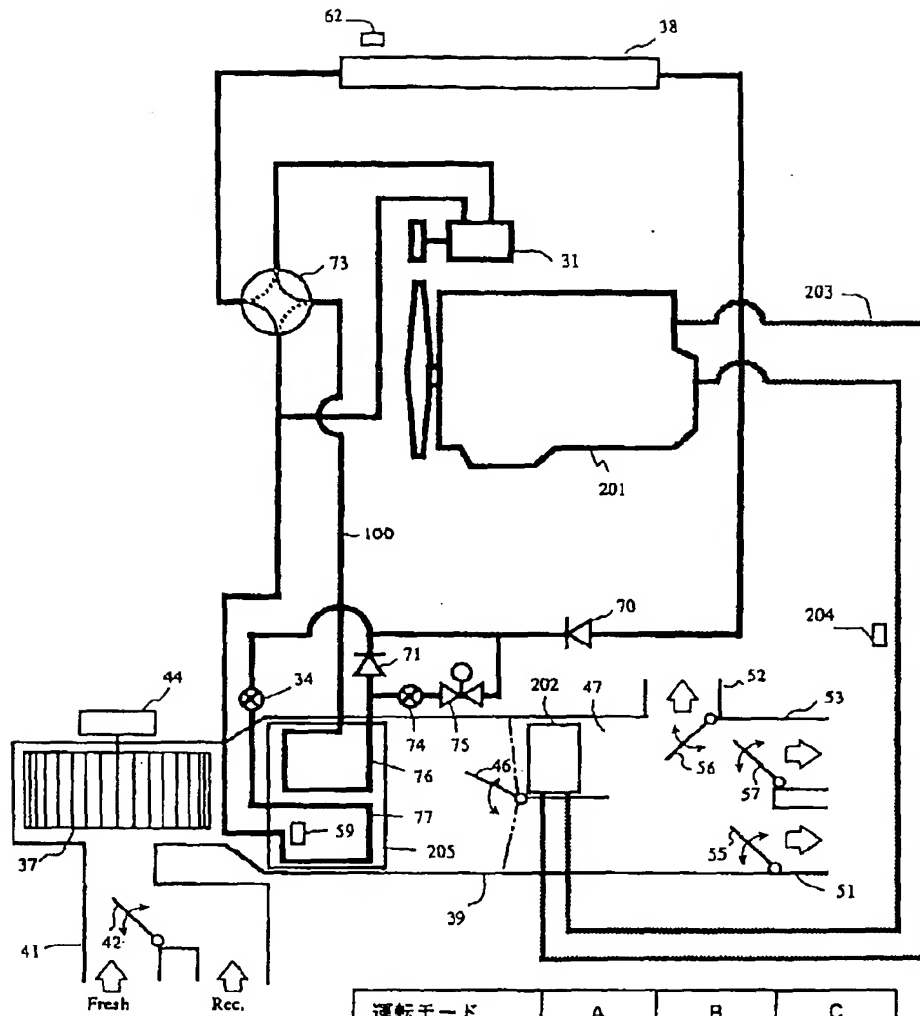
運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の車室内熱交換器	吸熱器	吸熱器	吸熱器
第2の車室内熱交換器	吸熱器	流さない	放熱器
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	開	閉	任意

【図4】



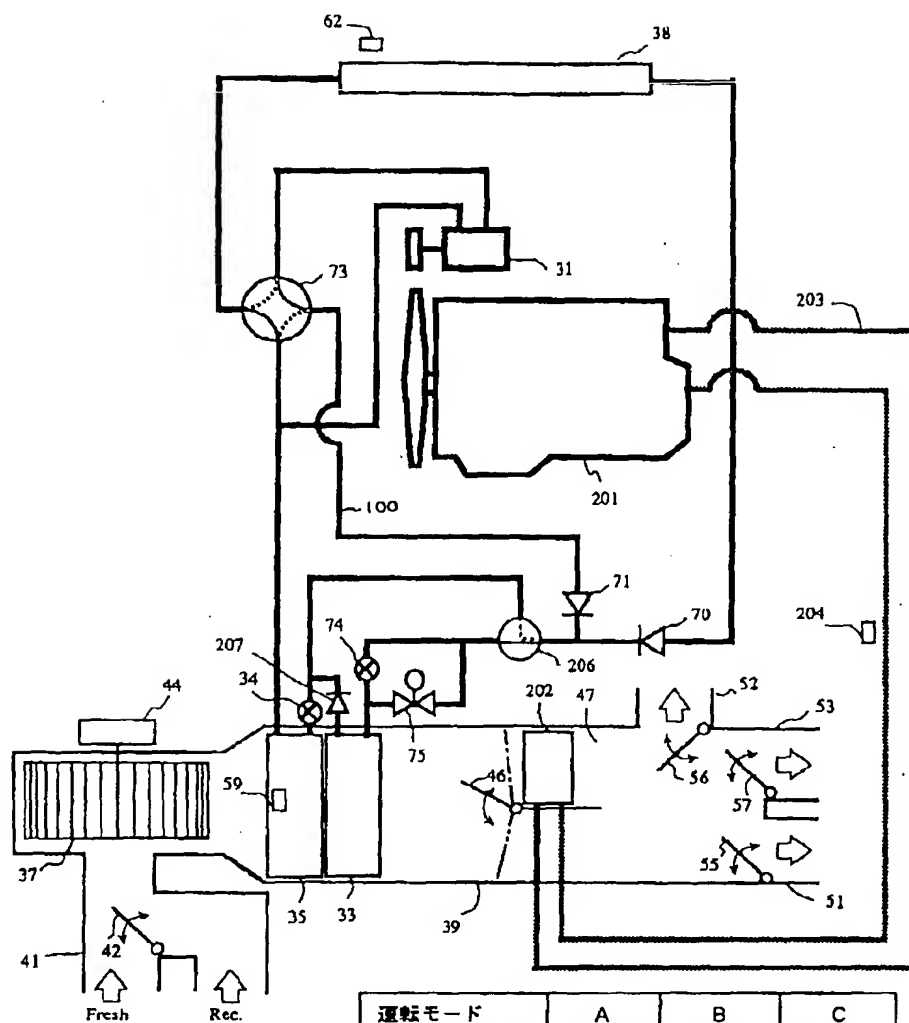
運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒パス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒パス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	開	閉	任意

【図5】



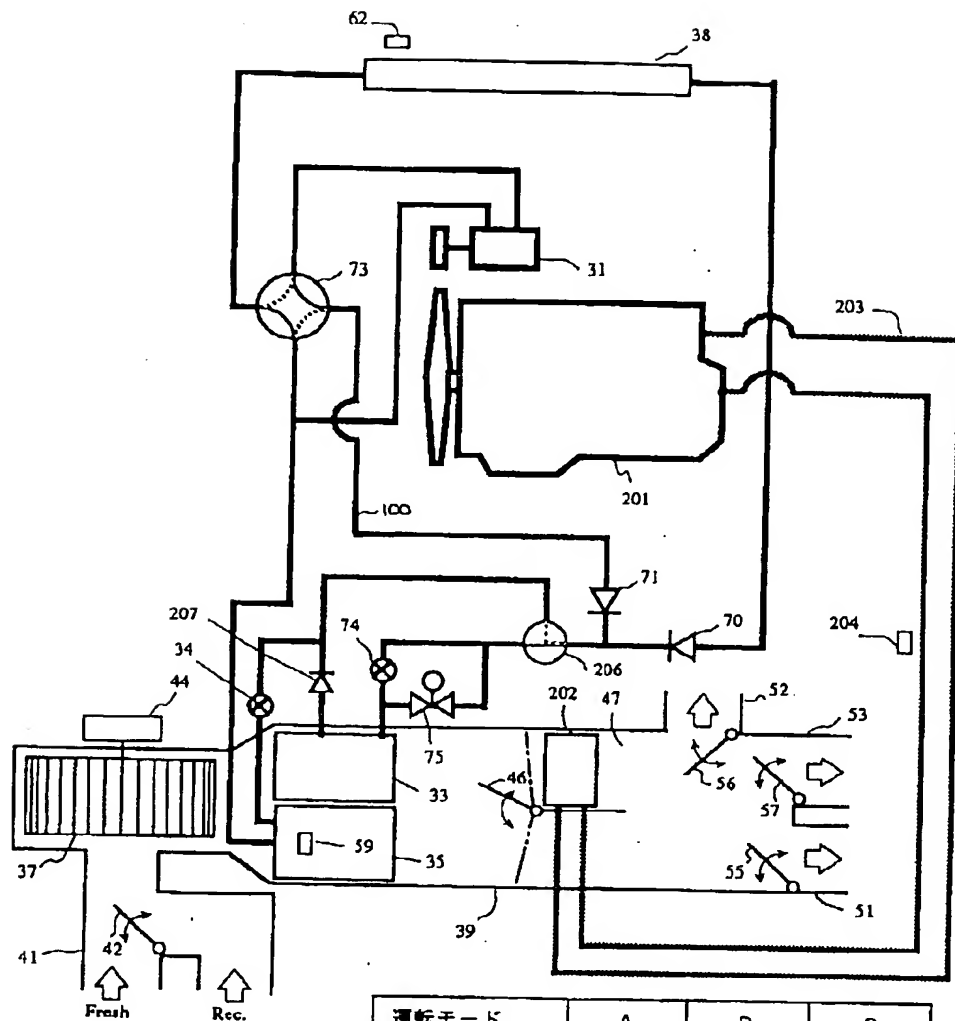
運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒パス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒パス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	開	閉	任意

【図6】



運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒バス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒バス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	閉	任意	閉
三方弁	実線	破線	実線

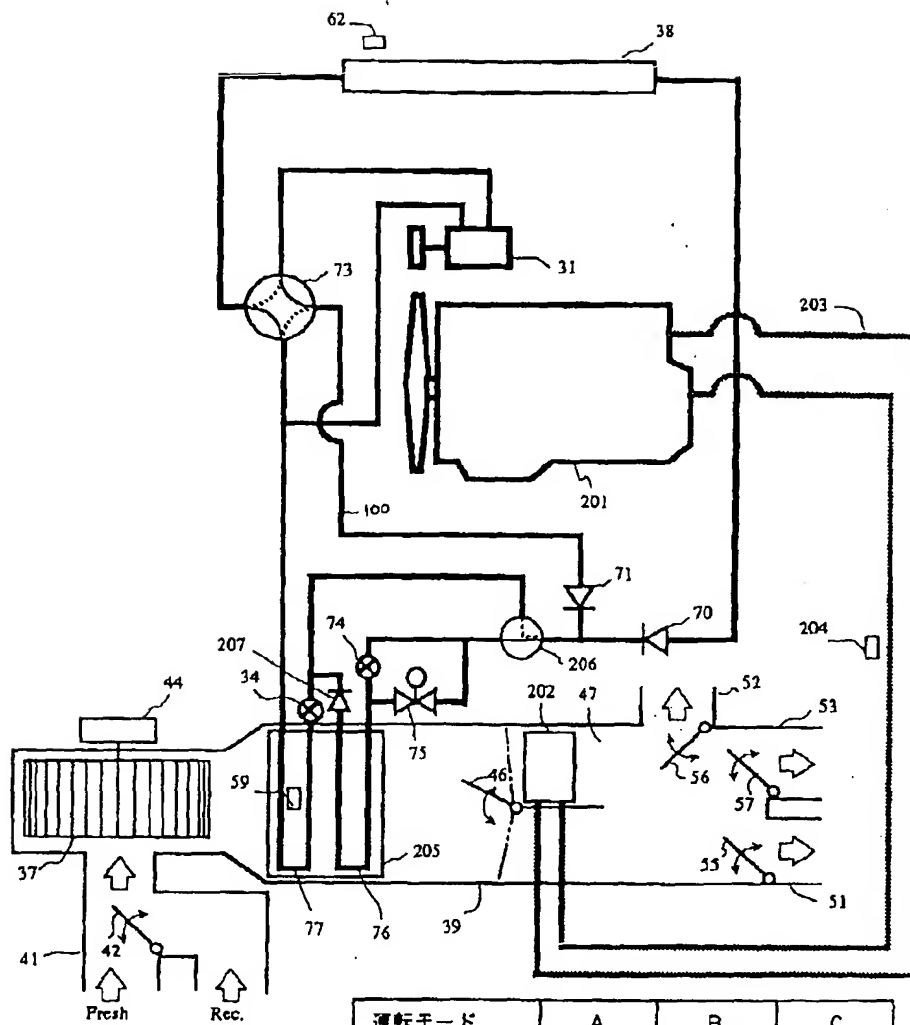
【図 7】



運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒バス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒バス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	閉	任意	開
三方弁	実線	破線	実線

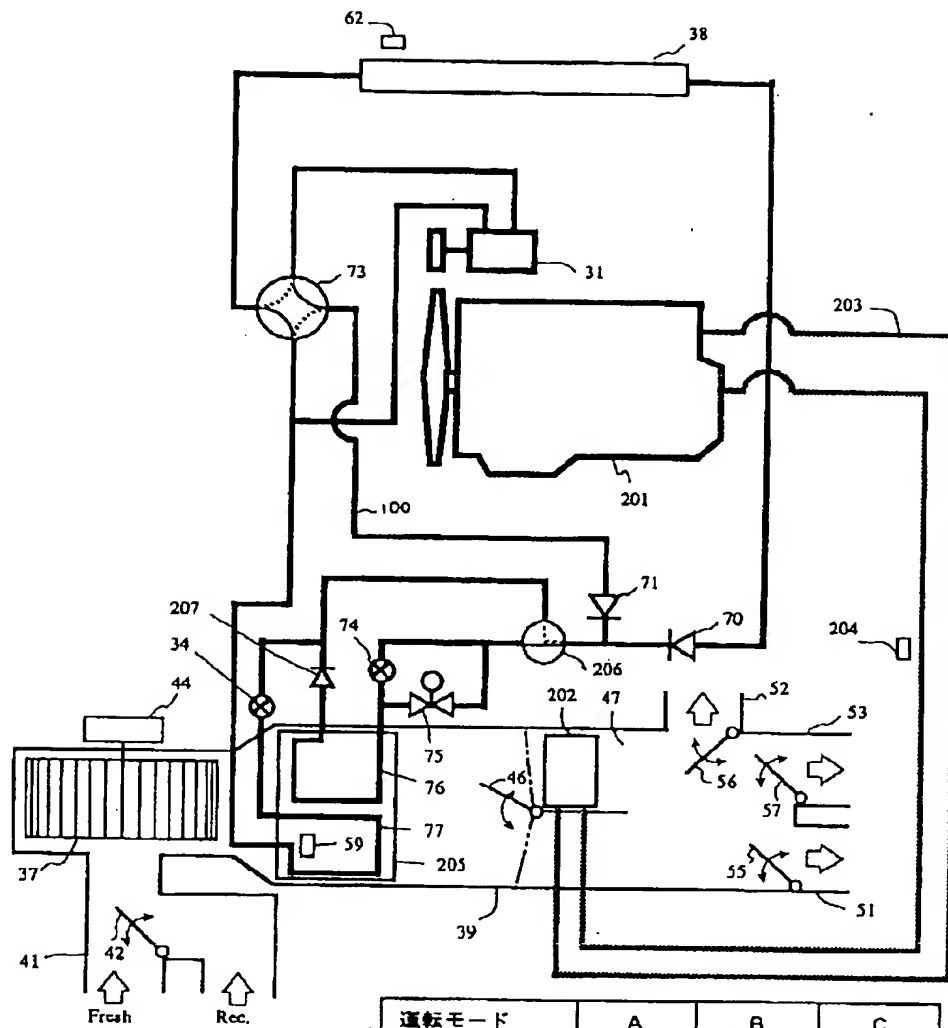


【図8】



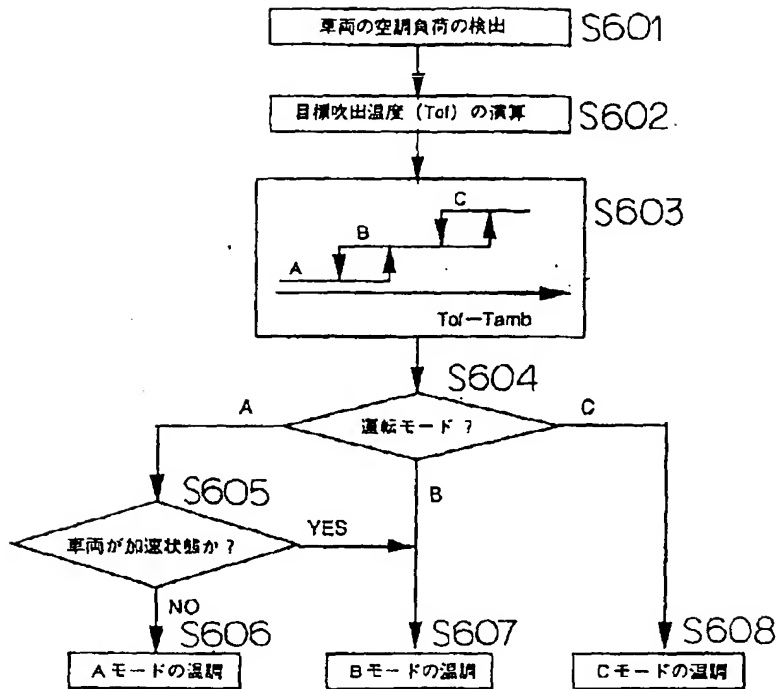
運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒バス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒バス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	閉	任意	開
三方弁	実線	破線	実線

【図9】

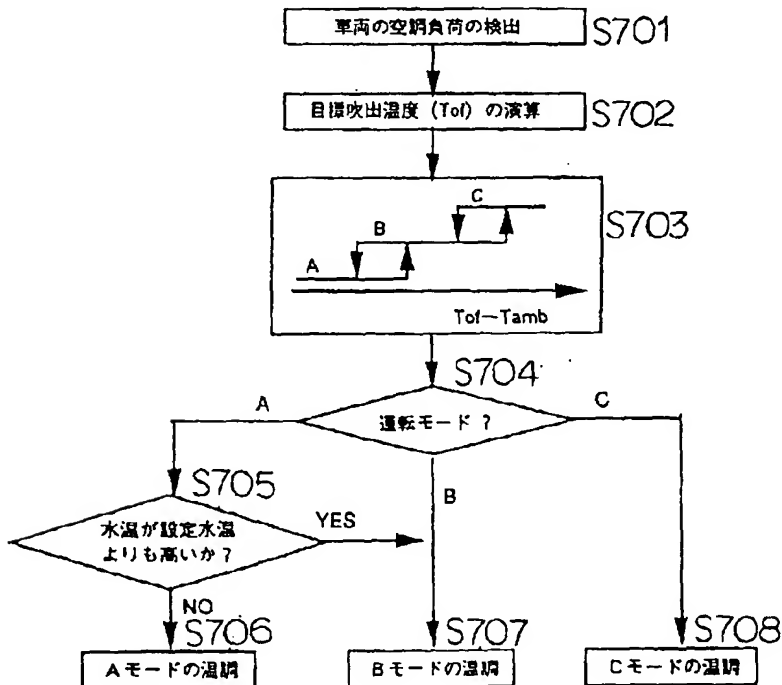


運転モード	A	B	C
車室外熱交換器	放熱器	放熱器	流さない
第1の冷媒バス	吸熱部	吸熱部	吸熱部
第2の冷媒バス	吸熱部	流さない	放熱部
四方弁	冷房側	冷房側	暖房側
二方弁	閉	任意	開
三方弁	実線	破線	実線

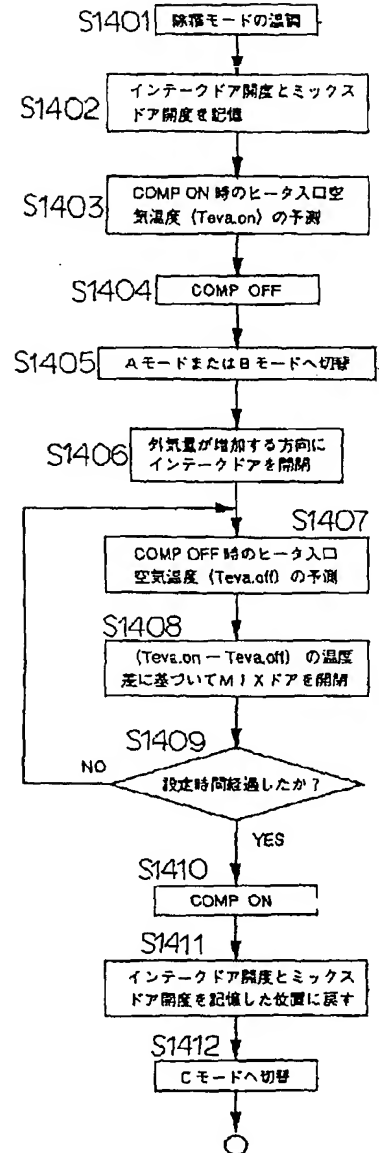
【図10】



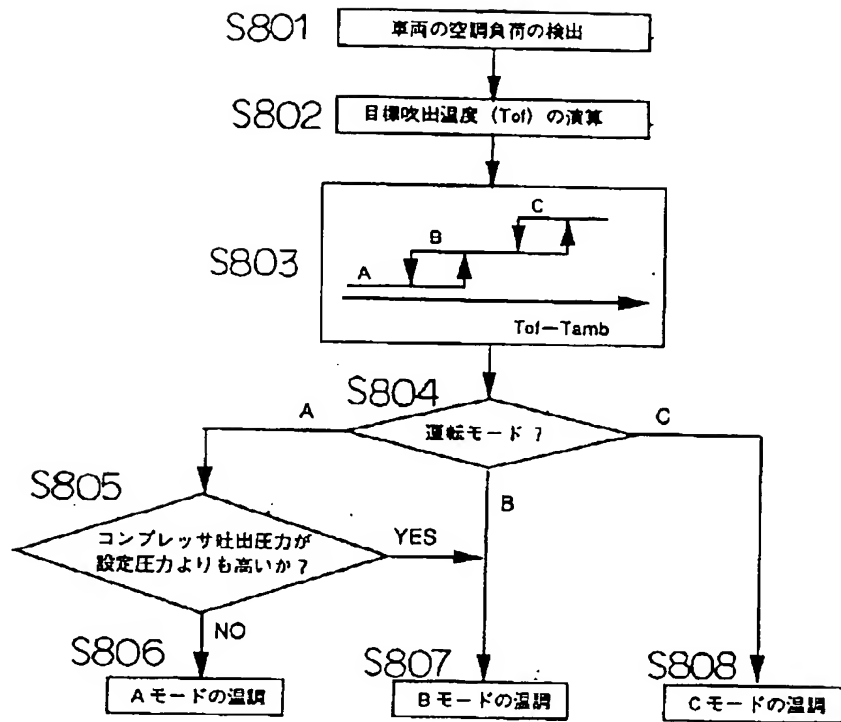
【図11】



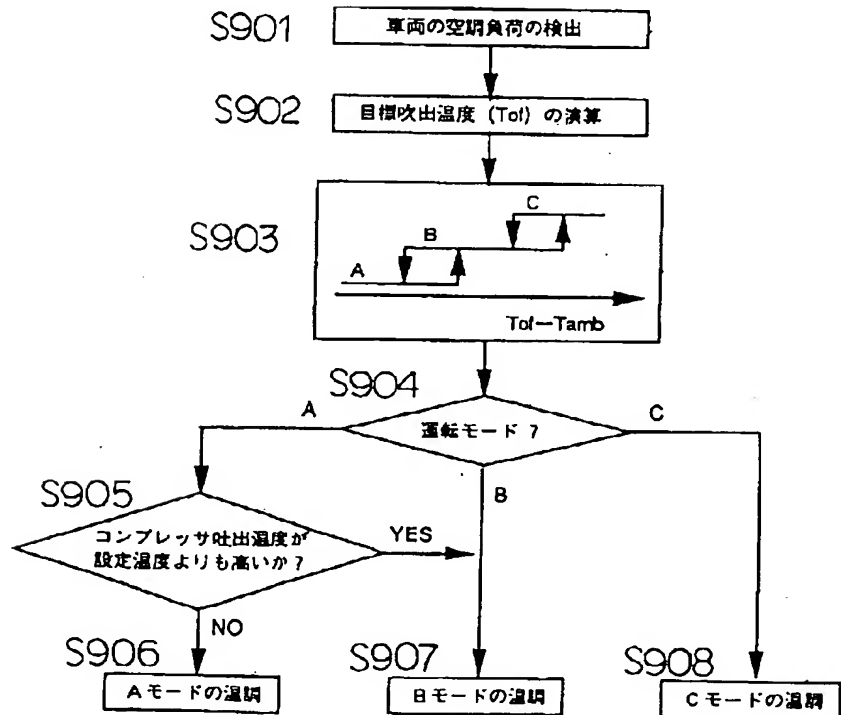
【図18】



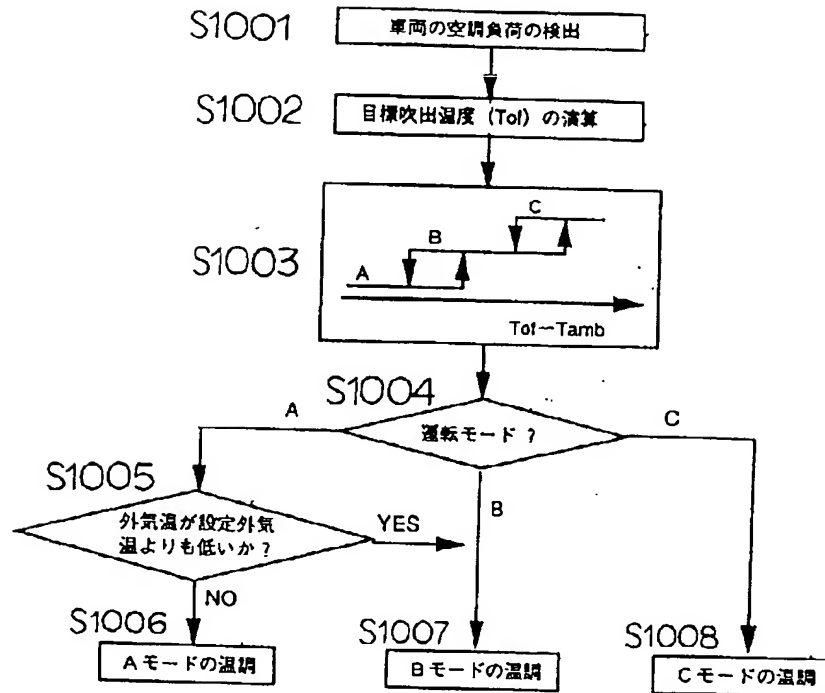
【図 1 2】



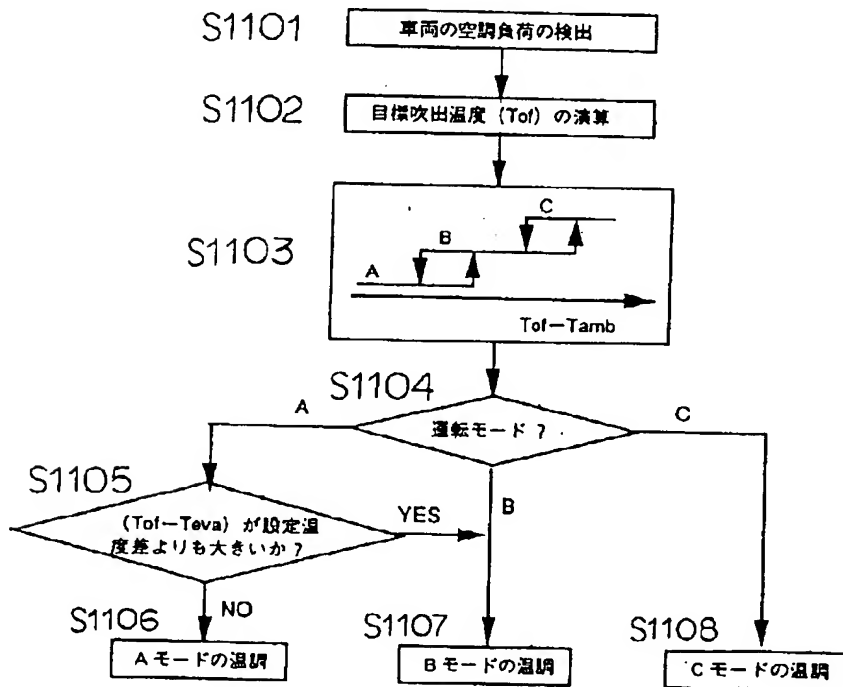
【図 1 3】



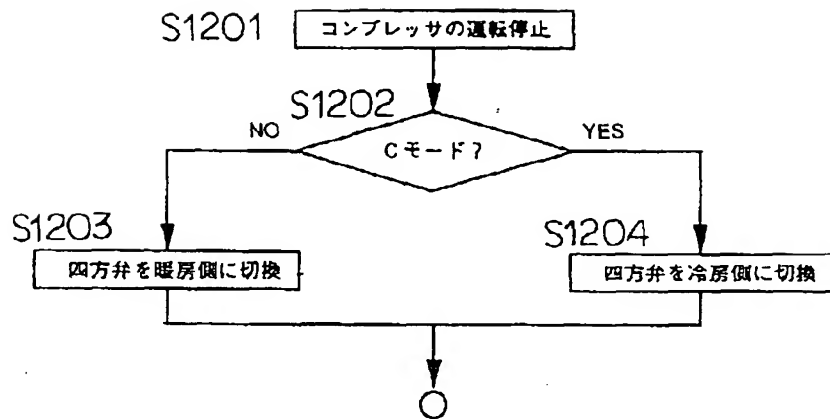
【図14】



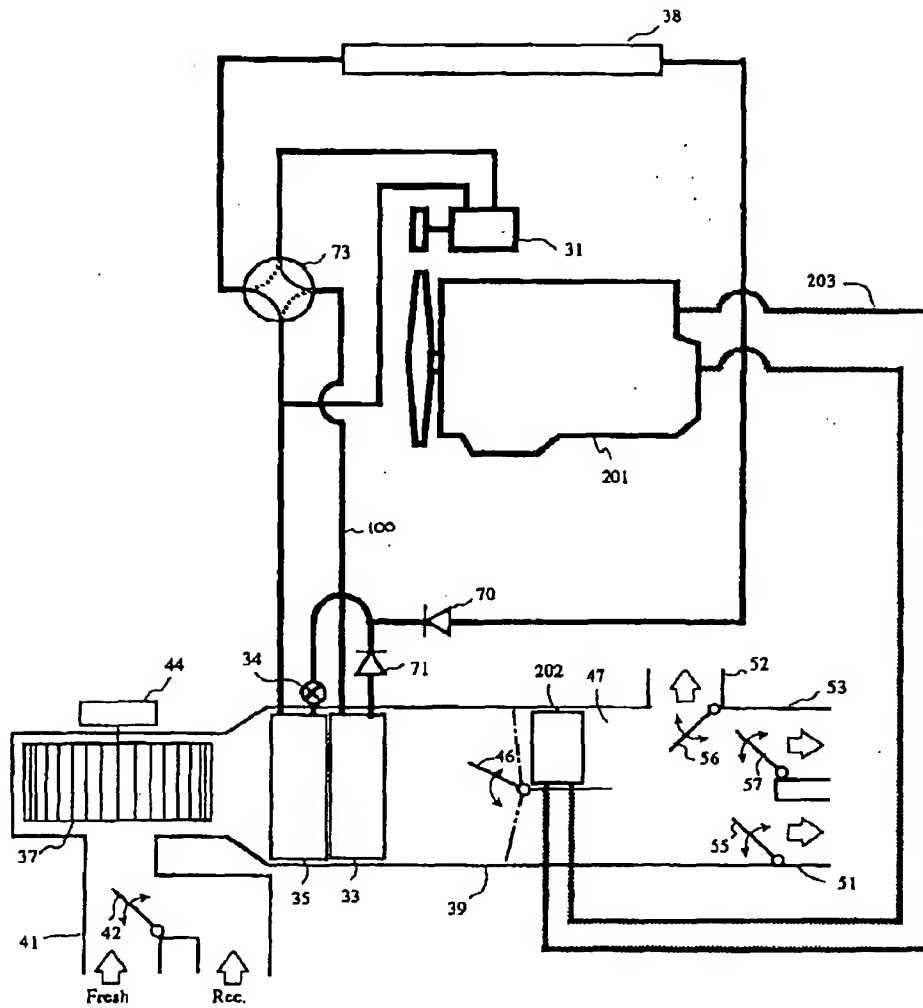
【図15】



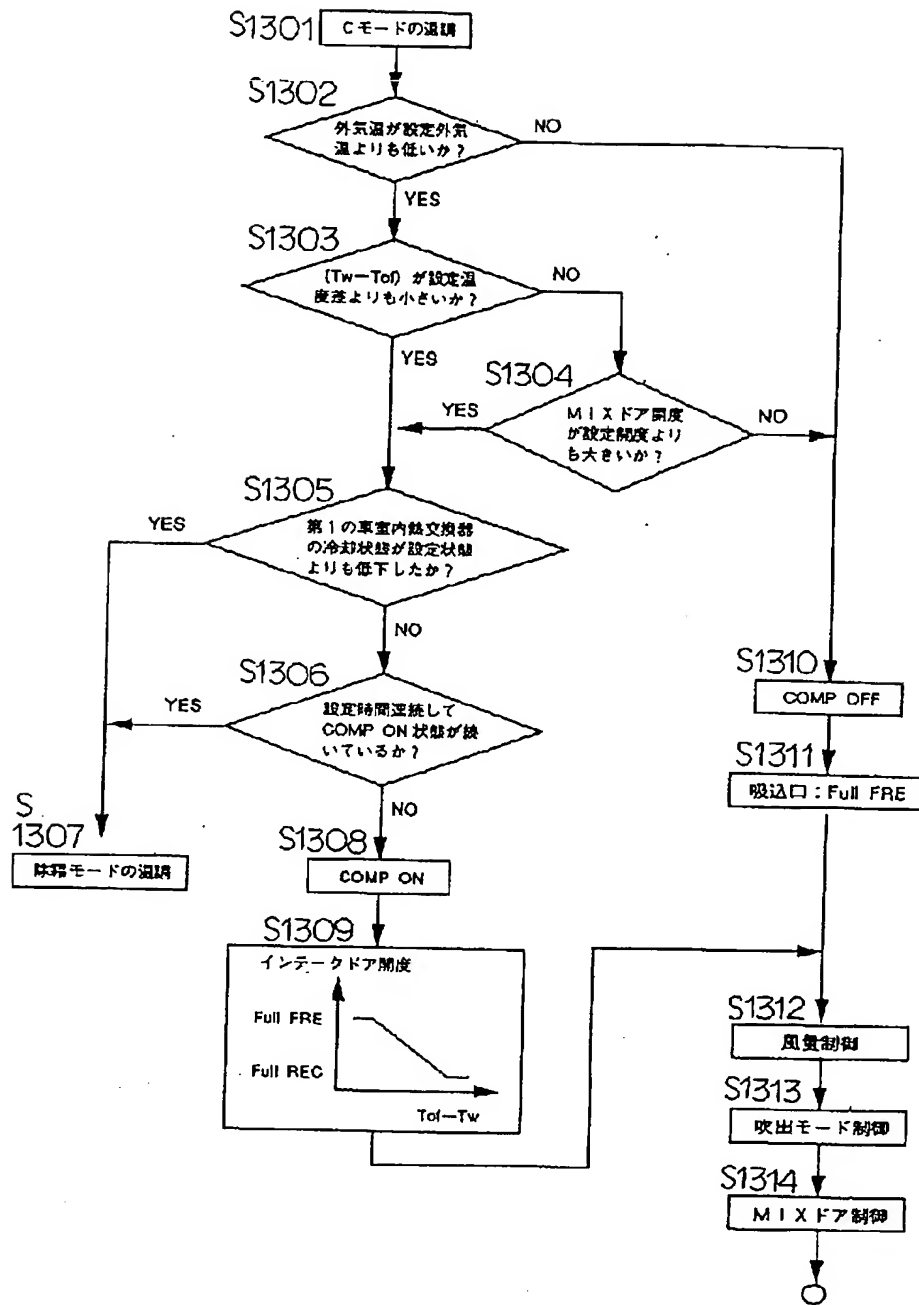
【図16】



【図20】

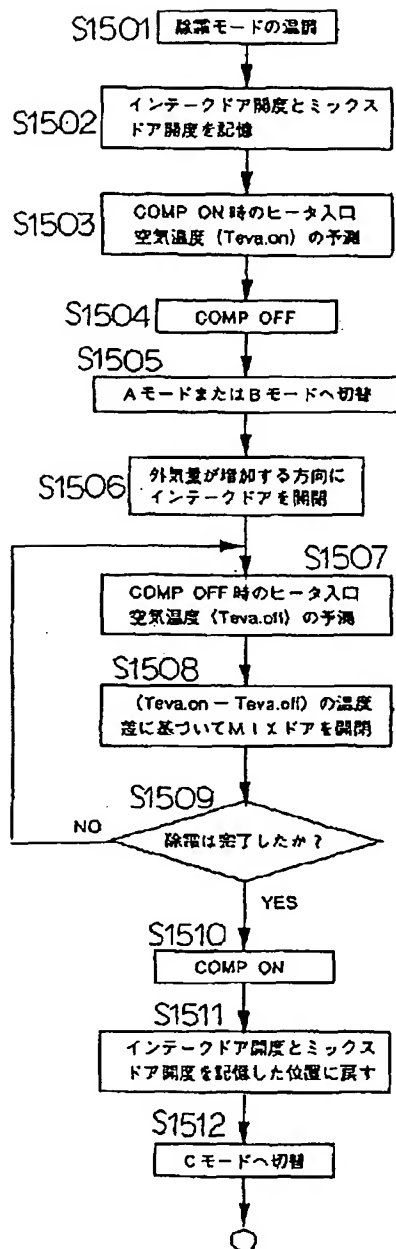


【図 17】





【図 19】



◆は電完了の判断  
次の少なくとも一つが所定の状態に達すれば除電完了と判断する

●図2の実施例の場合

- ① 第1の車室内熱交換器の作動温度
- ② “ ” の作動圧力
- ③ “ ” の吹出空気温度
- ④ 第2の車室内熱交換器の吹出空気温度

●図3の実施例の場合

- ① 第1の車室内熱交換部の作動温度  
②       、                の作動圧力  
③       、                の吹出空気温度

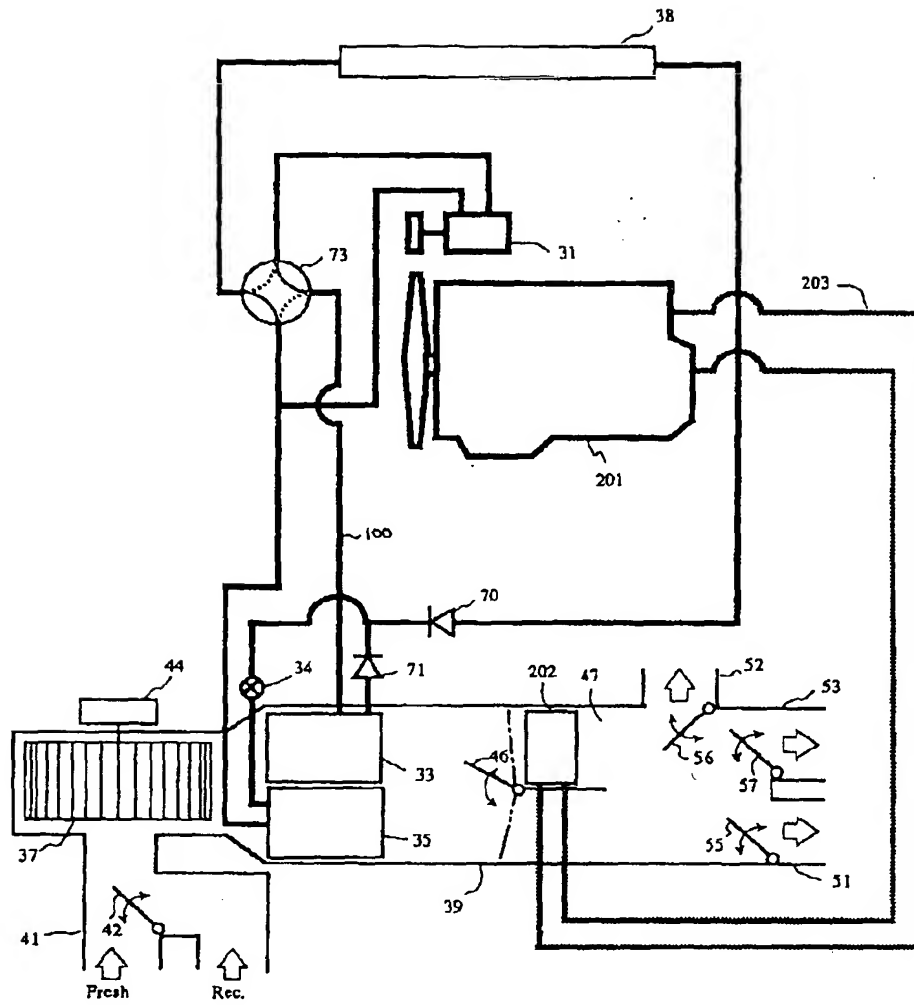
#### ●図4の実施例の場合

- ① 第1の冷媒バスの作動温度
- ②       +       の作動圧力
- ③       +       の吹出空気温度
- ④ 第2の冷媒バスの吹出空気温

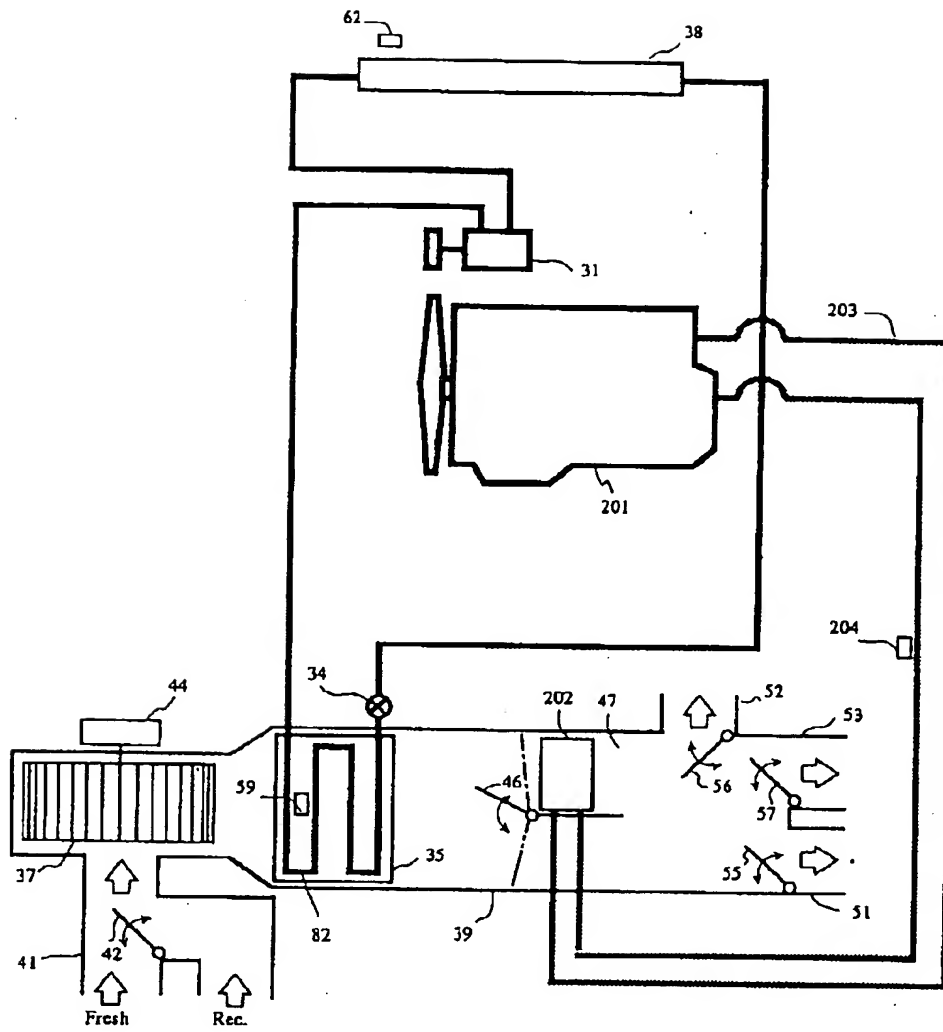
### ●図5の実施例の場合

- ① 第1の冷媒バスの作動温度
- ②       ・          の作動圧力
- ③       ・          の吹出空気温度

【図 21】



【図 22】



【図 23】

